# Aplicaciones de la ingeniería:

## 3. Maquinaria hidráulica en embarcaciones pesqueras pequeñas

Compilado por
**Daniel Czekaj**
Oficial de Industrias Pesqueras (Embarcaciones)
Servicio de Tecnología Pesquera
Dirección de Industrias Pesqueras

Las denominaciones empleadas en esta publicación y la forma en que aparecen presentados los datos que contiene no implican, de parte de la Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación, juicio alguno sobre la condición jurídica de países, territorios, ciudades o zonas, o de sus autoridades, ni respecto de la delimitación de sus fronteras o límites.



**M-41**
**ISBN 92-5-302698-7**

La mención de compañías específicas o de sus productos o marcas comerciales no implica ningún respaldo o recomendación por parte de la Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación.

## PREPARACION DE ESTE DOCUMENTO

Uno de los mayores avances en la tecnología pesquera ocurrido durante los últimos años ha sido la adopción de las transmisiones hidráulicas por los barcos de pesca.

Esta técnica ha ayudado a la realización de nuevas máquinas que permiten maniobras más fáciles y más rápidas a la hora de trabajar con las artes de pesca.

Desde el momento en que se decide instalar maquinaria hidráulica, a bordo de un barco, existen un cierto número de personas que se ven implicadas en el caso.

Primero es el armador que debe saber lo que ha de comprar, seguidamente está el taller que deberá realizar la instalación correctamente, el tercero implicado será la propia tripulación del barco que deberá operarla dentro de ciertas normas establecidas y por último está el equipo de mantenimiento que cuidará y pondrá a punto la instalación cuando surja algún problema.

Para todos ellos, incluidos los constructores de las propias máquinas, se ha realizado esta publicación, teniendo en cuenta primordialmente los países en desarrollo.

Este manual fue compilado en la Dirección de Industrias Pesqueras de la FAO por D. Czekaj, Oficial de Industrias Pesqueras, Servicio de Tecnología Pesquera, con las contribuciones de E. Ortun y P. Lamendour.

Algunas ilustraciones usadas en esta publicación han sido preparadas originalmente por instituciones con experiencia en el ramo de la hidráulica y cuyos nombres aparecen en la lista de referencias. Otras fueron dibujadas por A. Barcali y M. Carlesi. La FAO les expresa su reconocimiento por todas las contribuciones. La FAO es consciente de que existen otros fabricantes y suministradores de equipos hidráulicos de buena calidad pero en una publicación de este tipo es imposible dar cabida a todos ellos.

Distribución:

Departamento de Pesca de la FAO
Funcionarios Regionales de Pesca de la FAO
Proyectos de pesca de la FAO sobre el terreno
Constructores de barcos y de maquinaria hidráulica, arquitectos navales e ingenieros navales seleccionados

Para fines bibliográficos este documento debe ser citado como sigue:

Czekaj, D.(comp.), Aplicaciones de la ingeniería:
1988 3. Maquinaria hidráulica en embarcaciones pesqueras pequeñas. FAO Doc. Téc.Pesca, (296):187 p.

**RESUMEN**

Este manual sobre la hidráulica aplicada a las embarcaciones pesqueras pequeñas, ha sido concebido para dar una base de referencia a los fabricantes, instaladores y utilizadores de maquinaria hidráulica de pesca.

Su propósito es el de dar unas indicaciones y reglas básicas, desde principios generales de diseño hasta detalles de montaje, construcción, instalación y mantenimiento de las propias máquinas, así como de todos los elementos que intervienen en el circuito.

Este manual consta de seis partes:

- la primera es una descripción de los elementos hidráulicos, en general;
- la segunda da una descripción somera de las maquinillas o güinches y haladores de redes y palangres;
- la tercera trata de otros equipos hidráulicos que forman también parte del servicio de la embarcación;
- la cuarta parte da fórmulas básicas y métodos para calcular máquinas y elementos hidráulicos;
- la quinta parte trata de la instalación, mantenimiento y reparación de los equipos hidráulicos;
- la sexta parte muestra diferentes disposiciones de cubierta, de acuerdo con el tipo de pesca a realizar.

CONTENIDO

Página

LISTA DE LOS CUADROS

LISTA DE LAS FIGURAS

**PRIMERA PARTE**

Página



**SEGUNDA PARTE**



**TERCERA PARTE**

Página

INTRODUCCION

La hidráulica ha sido introducida en los barcos en época relativamente reciente. En los barcos de pesca se comenzó por instalar el halador para la red de cerco hace casi 30 años. Posteriormente el uso de la hidráulica en un barco se ha extendido a toda clase de máquinas de cubierta y maniobra. Cada día, las instalaciones hidráulicas son más complejas a bordo de un barco de pesca.

Las directrices que se dan en este documento están limitadas a barcos de pesca de eslora inferior a 30 metros, aunque esto no quiere decir que los barcos superiores a esa medida tengan problemas diferentes.

Los propósitos de este manual son los siguientes:

(a) dar a conocer los principios básicos de la hidráulica en sí, cómo es, cómo funciona, así como el resto de por qués más generalizados;

(b) relacionar esos conocimientos de hidráulica básica con el barco de pesca propiamente, de la manera siguiente:

- planteando y resolviendo problemas relacionados con la aplicación de la hidráulica a las máquinas de pesca, maniobra, etc.;
- dando datos e indicaciones para la realización de instalaciones hidráulicas a bordo;
- indicando remedios y soluciones a posibles problemas que puedan surgir durante la utilización de una instalación a bordo;

(c) servir como manual de consulta para diseñadores de máquinas de pesca, mecánicos navales, personal de talleres en tierra, y también de los propios armadores que estén interesados en conocer los interiores de su barco y en saber qué máquinas tienen que comprar;

(d) en algunos países en desarrollo, la hidráulica es prácticamente poco conocida a bordo de los barcos de pesca. Continúa siendo una incógnita dentro del sector pesquero por varios motivos, de todo tipo, pero uno de los más importantes es la desinformación o desconocimiento. El principal propósito de este manual es ayudar a todas las personas que están relacionadas con este tema, en los países en desarrollo, a desvelar la incógnita de la hidráulica en los barcos de pesca.

Al final de esta introducción debemos decir que, el hecho de leer este libro no da derecho a creer que ya puede considerarse un profesional y puede atreverse a diseñar complejos sistemas hidráulicos. Para realizar circuitos más complejos deberá ir de la mano de un profesional hasta que adquiera la experiencia necesaria.

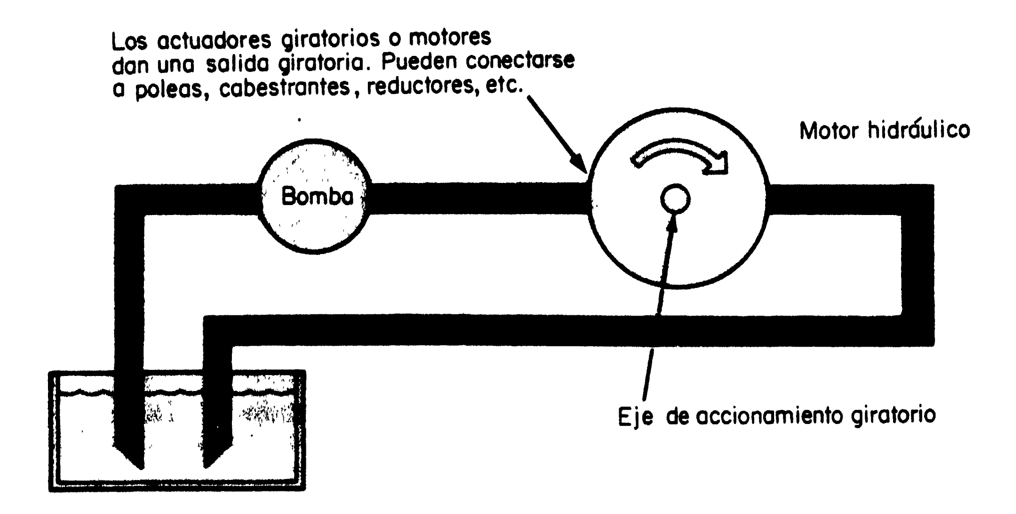



Figura 4 Accionamiento de un motor (Ref. 1)

## 1.2 Transmisiones Hidráulicas

La hidráulica permite transmitir la energía a distancia por medio de un líquido.

La energía de origen es producida generalmente por medio de un motor térmico o eléctrico que mueve una bomba hidráulica. La bomba impulsa el aceite a través de un circuito y éste a su vez hace mover un motor hidráulico o un cilindro (ver Figuras 3 y 4).

Los líquidos son prácticamente incompresibles (lo que quiere decir que al someterlos a presión no disminuyen de volumen), una presión ejercida sobre un líquido se transmite a todos los puntos del circuito en el que esté contenido este líquido.

En los circuitos hidráulicos instalados a bordo de los barcos, las presiones son limitadas por la resistencia de los componentes. Cada tipo de circuito funciona a una presión determinada que no se puede sobrepasar so pena de deterioro del equipo.

Las presiones máximas son indicadas por los fabricantes de los componentes y se deben seleccionar elementos compatibles entre sí, en función de las presiones de utilización.

De una manera general, podemos clasificar las instalaciones según las presiones de trabajo en:

- baja presión: hasta 80 bar,
- media presión: de 90 a 210 bar,
- alta presión: de 210 a 450 bar,
- muy alta presión: de 450 a 1 000 o más bar.

La baja presión se utiliza en la maquinaria naval con frecuencia sobre todo en timones y pequeñas máquinas de halar. Cuando la potencia a transmitir es grande los elementos hidráulicos así como los conductos son de gran tamaño por lo que no se usa normalmente la baja presión para transmitir potencias elevadas en barcos de pesca de tamaño pequeño, debido al volumen que ocupan los componentes y a su elevado precio.

La media presión utiliza componentes y conductos de un tamaño relativamente pequeño. Se pueden transmitir potencias elevadas con elementos y conductos que no afectan demasiado al espacio disponible a bordo. El precio es bajo en relación con la potencia transmitida. Por estas razones los componentes hidráulicos de media presión son frecuentemente utilizados a bordo de los pequeños barcos de pesca.

La alta presión utiliza componentes de tamaño realmente pequeño para transmitir elevadas potencias, sin embargo son más caros que los de media presión para la misma potencia y su

construcción es más compleja y por tanto más difícil de reparar que los anteriores, sobre todo en lugares en los que no existe un buen servicio en tierra.

La muy alta presión se usa principalmente en aviación donde se requiere que componentes diminutos transmitan potencias elevadas debido a la limitación de peso y de espacio.

## 2. LAS BOMBAS

Las bombas transforman la energía mecánica o eléctrica en energía hidráulica.

A bordo de un barco las bombas suelen ser movidas por el motor principal, un motor auxiliar o un motor eléctrico.

Diferentes tipos de bombas permiten mayor o menor altura de aspiración pero como norma general en un barco, para evitar cavitaciones, procurar siempre colocar la bomba más baja que el nivel inferior del tanque.

Cuando una bomba está funcionando sin carga, es decir cuando se limita a recircular aceite sin efectuar ningún trabajo, la potencia absorbida es practicamente nula y el desgaste de los componentes es casi nulo.

De acuerdo con su capacidad de variación de caudal podemos dividir las bombas hidráulicas en bombas de caudal fijo y bombas de caudal variable.

El grupo de bombas de caudal fijo comprende:

- las bombas de engranajes externos,
- las bombas de paletas,
- las bombas de pistones axiales y radiales.

El grupo de bombas de caudal variable comprende:

- las bombas de paletas,
- las bombas de pistones radiales,
- las bombas de pistones axiales.

A continuación damos una breve descripción de las bombas más usadas en las embarcaciones de pesca pequeña.

### 2.1 Bombas de Caudal Fijo

#### 2.1.1 Bombas de engranajes externos

La Figura 5 ilustra el principio de funcionamiento de una bomba de engranajes externos. Esta bomba tiene un piñón motriz que arrastra otro piñón idéntico dentro de una carcasa. Los dos piñones giran en sentidos opuestos y las bocas de aspiración y presión que tienen que existir en la carcasa se hacen coincidir con el punto de engrane de los piñones. En frente del orificio de aspiración, los dientes de los dos piñones se separan creando un vacío que es ocupado por el aceite que llega del tanque. El aceite es retenido entre los dientes y la carcasa siendo así transferido al circuito de trabajo a través de la boca de presión. Estas bombas son las de construcción más simple, debiendo ser por este motivo las más baratas, aunque no siempre sucede. Por otra parte son las de más bajo rendimiento debido a las fugas internas del aceite.

#### 2.1.2 Bombas de paletas

La Figura 6 representa una bomba de paletas simple del tipo no equilibrado. Esta bomba está constituida por un rotor que tiene unas ranuras para las paletas, el cual es movido por un eje estriado. Cada ranura contiene una paleta plana, rectangular, que se puede desplazar radialmente en su alojamiento. El rotor y las paletas funcionan dentro de una carcasa cuyo perfil interior es excéntrico con respecto al eje del árbol de comando. Cuando el rotor gira, la fuerza centrífuga empuja las paletas contra la superficie interior de la carcasa, siendo obligadas a seguir su perfil. De esta manera, las paletas dividen el espacio comprendido entre el rotor y el cárter en una serie de cámaras.

La aspiración de la bomba está situada en el lado en el que debido al sentido de rotación, las cámaras aumentan de volumen creándose así un vacío en ese punto. Este vacío es ocupado por el aceite hidráulico procedente del tanque. El aceite retenido entre las paletas es tansportado hasta el lado de la boca de presión de la bomba.

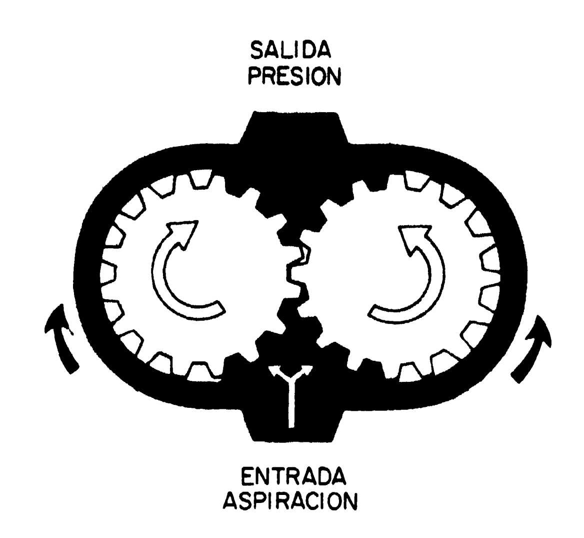



Figura 5 Bomba de engranaje externo (Ref. 1)

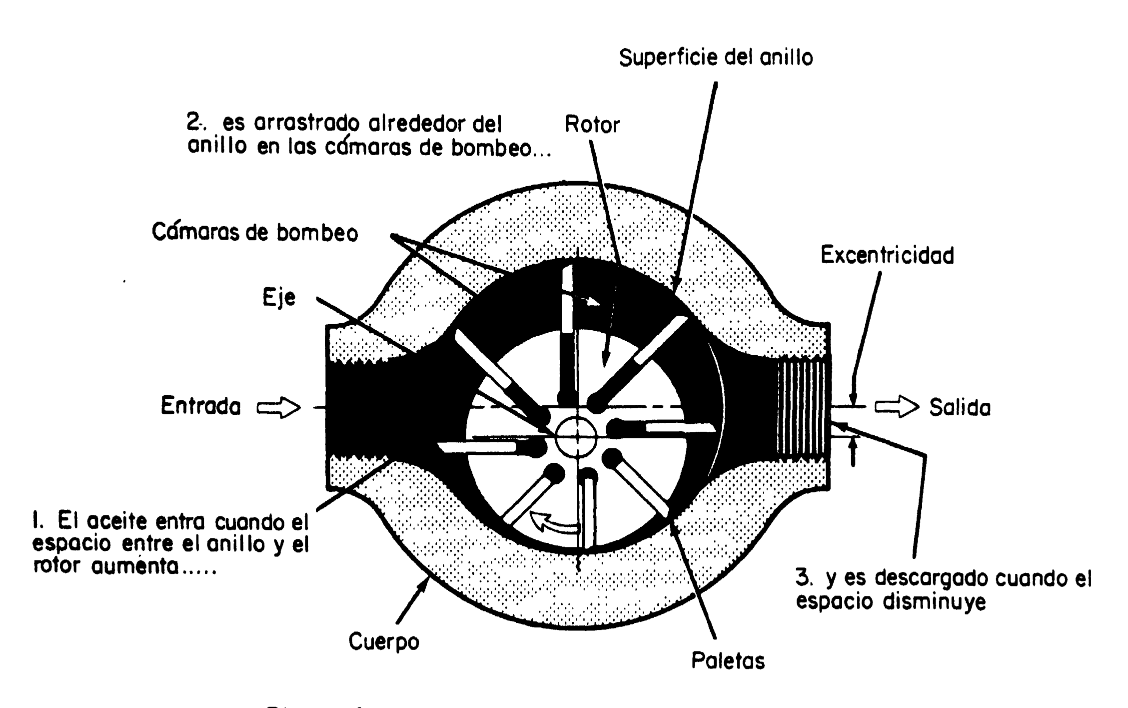



Figura 6 Bomba de paletas, no equilibrada (Ref. 1)

Este tipo de bomba funciona de manera que toda la acción de bombeo se produce en un sólo lado del eje y del rotor, cargando radialmente ambas piezas. Por este motivo se denomina no equilibrada. En realidad esta bomba es de diseño muy antiguo y hoy prácticamente está fuera de uso.

Las bombas de paletas que se utilizan actualmente son equilibradas. Estas bombas tienen un anillo interno cuyo perfil interior es ovalado y forma dos cámaras de presión opuestas una a otra, de manera que las cargas que actúan sobre el eje se anulen.

En este tipo de bombas los orificios de aspiración y presión pueden estar colocados en cualquier posición radial, con respecto al eje.

Estas bombas son autocebantes, no obstante no deben ser montadas a una altura superior a 1 metro por encima del nivel inferior del tanque, para evitar cavitaciones.

La Figura 7 ilustra el funcionamiento de la bomba. El rotor es movido por el eje. Las paletas ajustadas en las ranuras del rotor se deslizan radialmente al tiempo que éste gira. Las paletas son achaflanadas por la parte contraria al sentido de rotación, se deslizan dentro de sus ranuras y contornan el interior del anillo, templado y rectificado, con perfil ovalado. Las paletas se mantienen contra la superficie del anillo empujadas por la fuerza centrífuga. Al mismo tiempo, en las bombas modernas la propia presión de la bomba es utilizada para ayudar a empujar las paletas y así asegurar una mejor estanqueidad entre las paletas y el anillo.

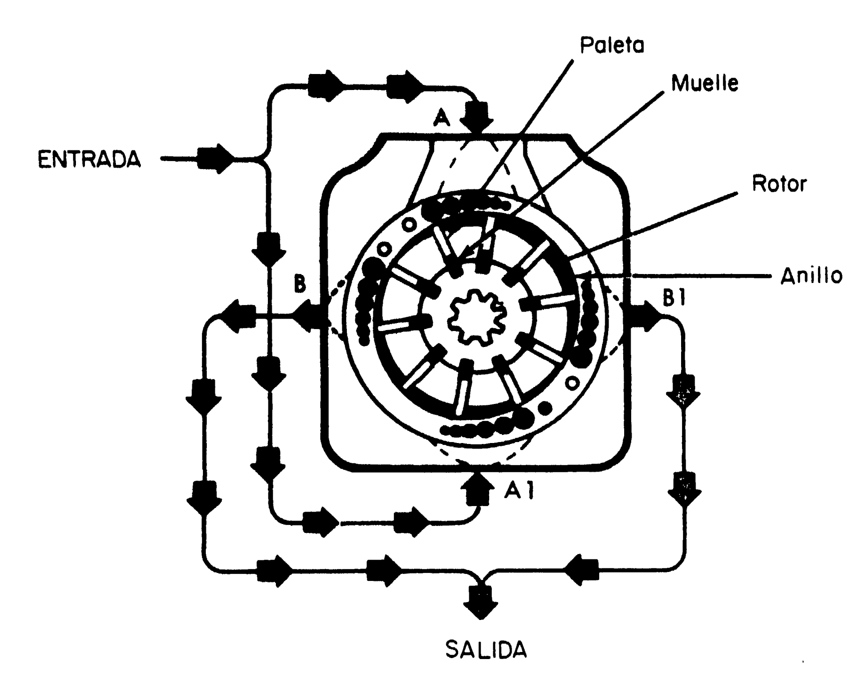



Figura 7 Bomba de paletas compensada (Ref. 1)

La Figura 7 hace aparecer el perfil del anillo y las cámaras diametralmente opuestas, de admisión A y $A_1$ y de impulsión B y $B_1$. Las cámaras están comunicadas entre ellas y las respectivas bocas de aspiración y presión por medio de pasajes internos que vienen hechos de fundición.

Esta disposición permite obtener un buen equilibrio hidráulico, así como un buen reparto de las cargas radiales sobre los rodamientos.

En esta bomba los alvéolos son formados por dos paletas consecutivas, el anillo exterior y el rotor interior, así como por los platos de presión que hacen el cierre axial. Cuando gira el eje, el alvéolo crece en capacidad volumétrica, crea un vacío que es llenado con aceite del tanque y lo lleva hasta el orificio de salida de presión.

Las bocas de entrada y salida están en línea en el sentido axial de la bomba.

Este tipo de bombas es más caro que las de engranajes.

Las bombas de paletas pueden ser simples, dobles y triples (ver Figuras 8 y 9).

El funcionamiento de la bomba doble es igual que la bomba simple pero cada cartucho tiene su salida independiente, sin embargo la aspiración es común.

### 2.1.3 Bombas de pistones

Estas bombas son más caras que las de engranajes y que las de paletas pero su rendimiento es también más alto.

Las fugas internas son muy pequeñas, por este motivo se pueden alcanzar rendimientos volumétricos del 90% y presiones de hasta 1 000 bar en algunos tipos de bomba.

Estas bombas tienen ajustes casi perfectos entre las piezas en movimiento, por tal motivo se exije un filtrado de la máxima eficacia 80-100 micras en la aspiración y 10-20 micras en el retorno. Así mismo hay que vigilar periódicamente el estado del aceite con el objeto de asegurar una larga vida a la bomba.

Figura 8  Bomba de paletas simple

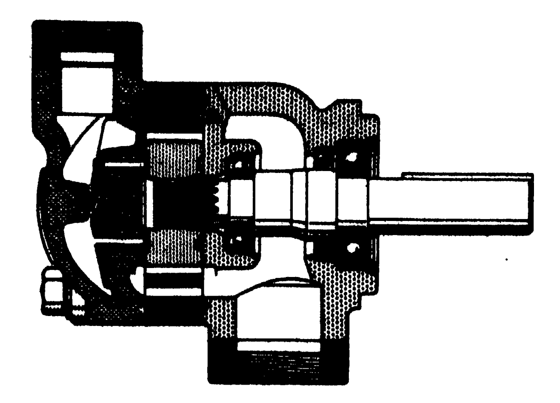
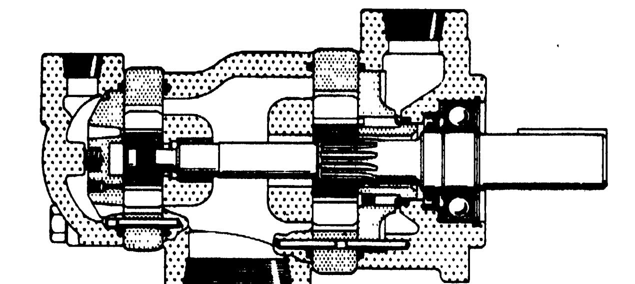


Figura 9  Bomba de paletas doble



(a)  Bombas de pistones en línea

Estas bombas tienen los pistones en línea como los motores de los automóviles. Los pistones son movidos por levas situadas en el eje motriz. Las levas están espaciadas de tal manera que actúen sobre los pistones con una secuencia que permita obtener un flujo de aceite lo más contínuo posible.

(b)  Bombas de pistones radiales

En las bombas de pistones radiales los pistones son dispuestos en estrella, es decir, como los radios de una rueda. El eje central tiene una leva que actúa sobre los pistones, los cuales efectúan un ciclo completo por cada vuelta completa del eje.

(c)  Bombas de pistones axiales caudal fijo

Estas bombas tienen los pistones paralelos al eje de rotación, dentro de unos barriletes que son solidarios a un plato. Los pistones funcionan dentro de los barriletes. El movimiento de vaivén de los pistones se consigue siempre por medio de un plato de presión en el que se apoyan los pistones.

- de eje en angúlo;
- de eje recto;

- Funcionamiento de la bomba de eje en ángulo (Figura 10)

Esta bomba está constituida por un cárter fabricado en dos partes (delantera y trasera), y un cuerpo interior giratorio que incluye el eje y el barrilete de clilindros.

Cuando gira el eje hace girar el barrilete y por efecto del ángulo existente se consigue el movimiento del vaivén de los pistones. Al salir del barrilete cuando se van acercando a la parte donde la distancia entre el plato de rótulas del eje y el barrilete es mayor, se crea un vacío en el cilindro y el aceite es aspirado a través del conducto de aspiración. Por el contrario al seguir girando la distancia entre el plato de rótulas del eje y el barrilete se va acortando hasta la distancia menor, en este momento el aceite es impulsado y sale por el conducto de presión.

Entre el barrilete y el cárter existe un plato de presión sobre el que gira el barrilete. Entre ambos se forma una película de aceite creada por la propia presión de la bomba que lubrifica e impide al mismo tiempo que el barrilete (acero tratado) raye la superficie del plato (aleación de cobre). Cuando se descuida la limpieza del aceite, el plato se raya, se pierde la estanqueidad y la bomba no es capaz de crear presión. Cuando ocurre esto hay que cambiar el plato aunque algunos modelos permiten el rectificado. Este caso es válido para todas las bombas de pistones axiales.

- Funcionamiento de la bomba de eje recto (Figuras 11 y 12)

Esta bomba difiere de la anterior solamente en que el eje es entero y recto, en vez de utilizar una articulación cardán para mover el barrilete utiliza plato inclinado que produce el mismo efecto de vaivén de los pistones al girar el eje de la bomba. Por lo demás el funcionamiento es idéntico.

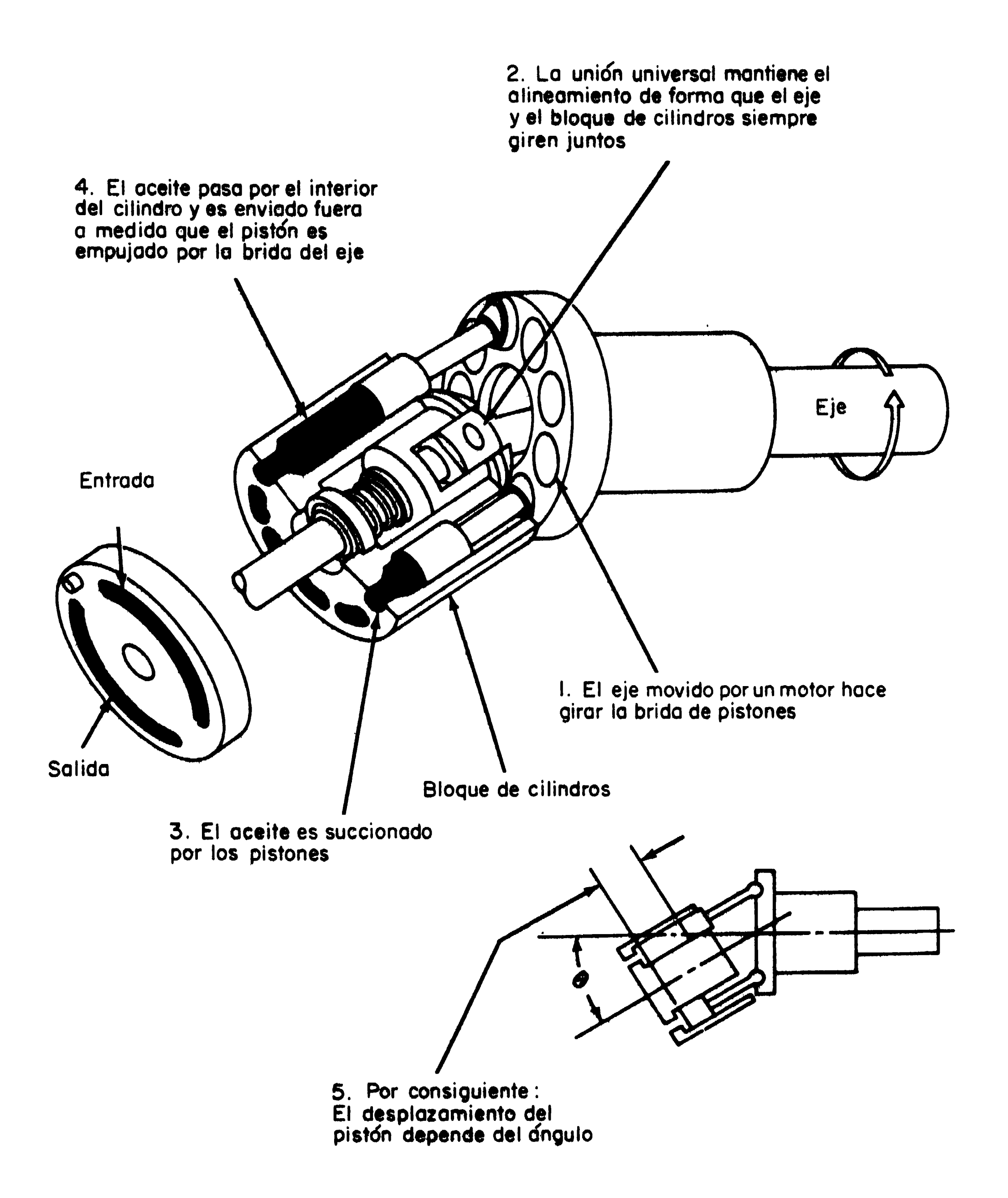



Figura 10 Funcionamiento de la bomba de eje en ángulo (Ref. 1)

## 2.2 Bombas de Caudal Variable

**Las bombas de caudal variable pueden ser principalmente de paletas y de pistones.**

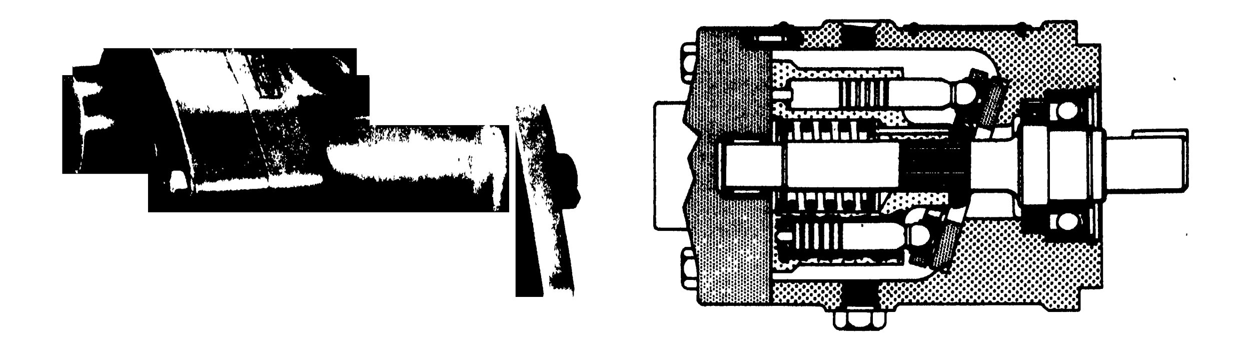


Figura 11 Bomba de pistones de eje recto

Figura 12 Sección de una bomba de pistones de eje recto

### 2.2.1 Bombas de paletas

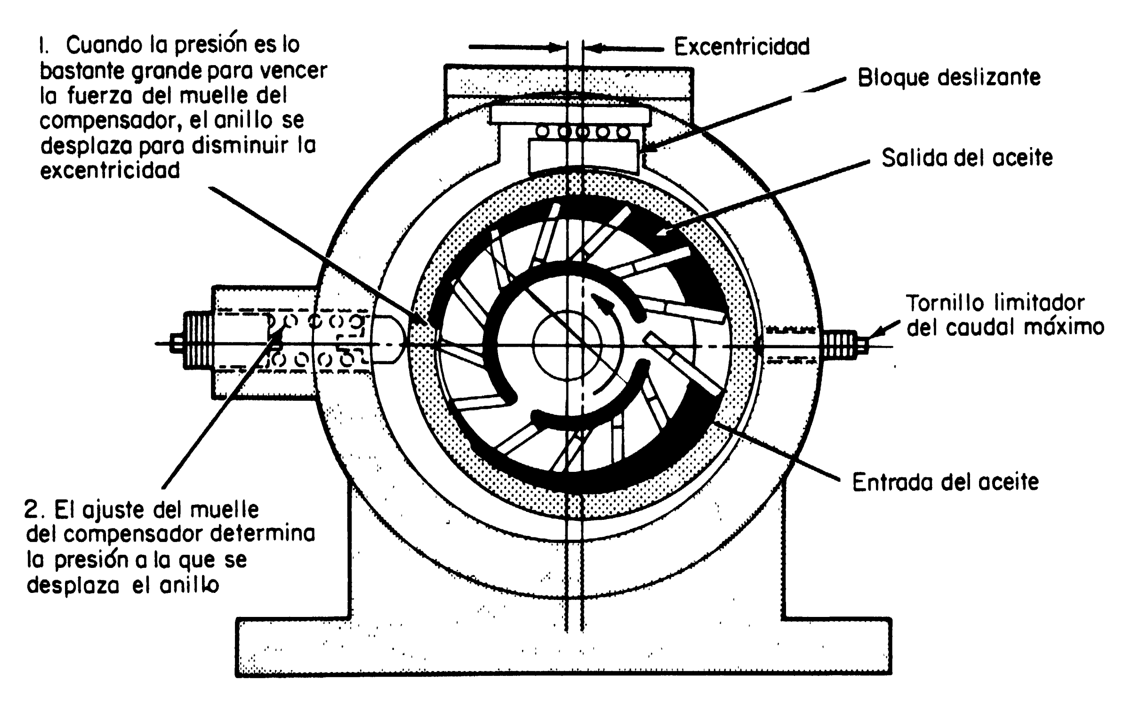



Figura 13 Bomba de paletas de caudal variable (Ref. 1)

Como se puede ver en la Figura 13, el caudal de las bombas de anillo circular se puede regular al variar la excentricidad existente entre el anillo y el rotor. Esta variación se realiza por medio de un tornillo de regulación, situado en uno de los costados de la bomba.

### 2.2.2 Bombas de pistones

(a) Bombas de pistones radiales caudal variable (Figura 14)

El eje motriz (1) se apoya en un rodamiento que está alojado en la carcasa (13). El par de giro se transmite a través del acoplamiento (2) que libre de fuerzas transversales conecta el eje con el bloque de cilindros en forma de estrella. El bloque de cilindros es soportado por el

distribuidor (4), fijo en la carcasa (12). Los 7 pistones (5) están uniformemente distribuidos en el bloque de cilindros (3) y apoyados contra el anillo de posición variable (7), por medio de los patines (6) que se juntan con pistones a travez balas fijadas por anillo (8). Los patines se mantienen tangentes al anillo (7) por medio de dos anillos (9) que los mantienen en su posición. La carrera de los pistones es proporcional a la excentricidad del anillo. Los pistones (10) y (11) que funcionan bajo la presión operativa permiten la variación del caudal. El aceite es absorbido cuando el movimiento del pistón hace aumentar el volumen de la cámara y es impulsado cuando lo hace disminuir. El eje está sujeto únicamente a fuerzas exteriores, quedando claro por tanto que ningún caso admite fuerzas radiales, es decir, que no se puede mover por medio de correas.

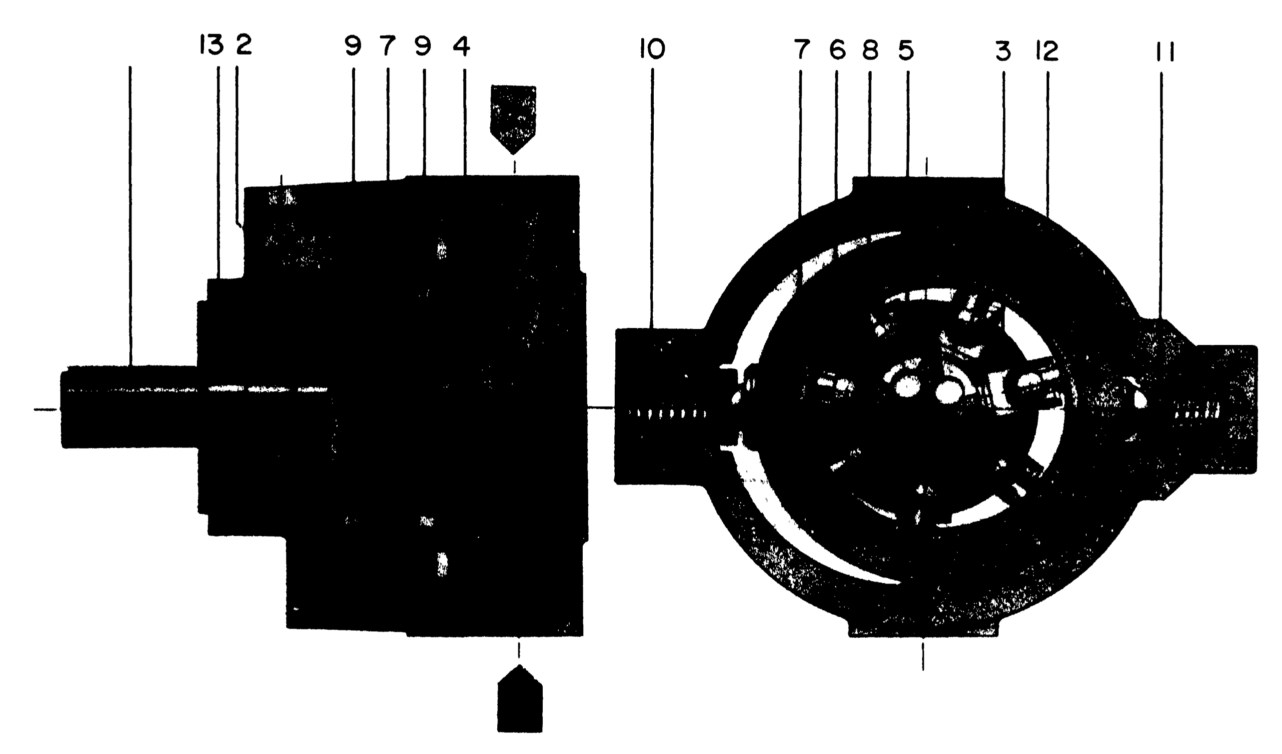



Figura 14 Bomba de pistones radiales caudal variable (Ref. 2)

(b) Bombas de pistones axiales caudal variable

La Figura 15 nos muestra como con diferentes ángulos relativos del barrilete con respecto al eje, se consiguen diferentes desplazamientos de los pistones.

Basados en este principio vemos en la Figura 16 la sección de una bomba de pistones axiales en la que se puede apreciar un bloque basculante o barrilete desplazable que permite variar el ángulo de ataque desde $+18^{o}$ hasta $-18^{o}$; lo que permite al mismo tiempo variar la dirección del flujo de aceite continuando el eje motriz su giro en el mismo sentido.

## 3. LOS MOTORES HIDRAULICOS

Los motores, al contrario que las bombas, transforman la energía hidráulica que reciben en energía mecánica.

El aceite que llega de la bomba acciona el motor hidráulico.

La resistencia a la rotación del eje provoca la subida de la presión de aceite en el circuito, hasta el punto de tarado de la válvula de seguridad.

Si el par resistente hace subir la presión por encima de la presión de tarado de la válvula de seguridad, el aceite, en lugar de pasar por el motor, pasa a través de la válvula de seguridad y vuelve al tanque, por lo que el motor queda parado.

El par del motor depende pues de la presión de aceite o más exactamente de la diferencia de presión existente entre la entrada y salida del motor. Regularemos el par o "fuerza" del motor, regulando la válvula de seguridad.

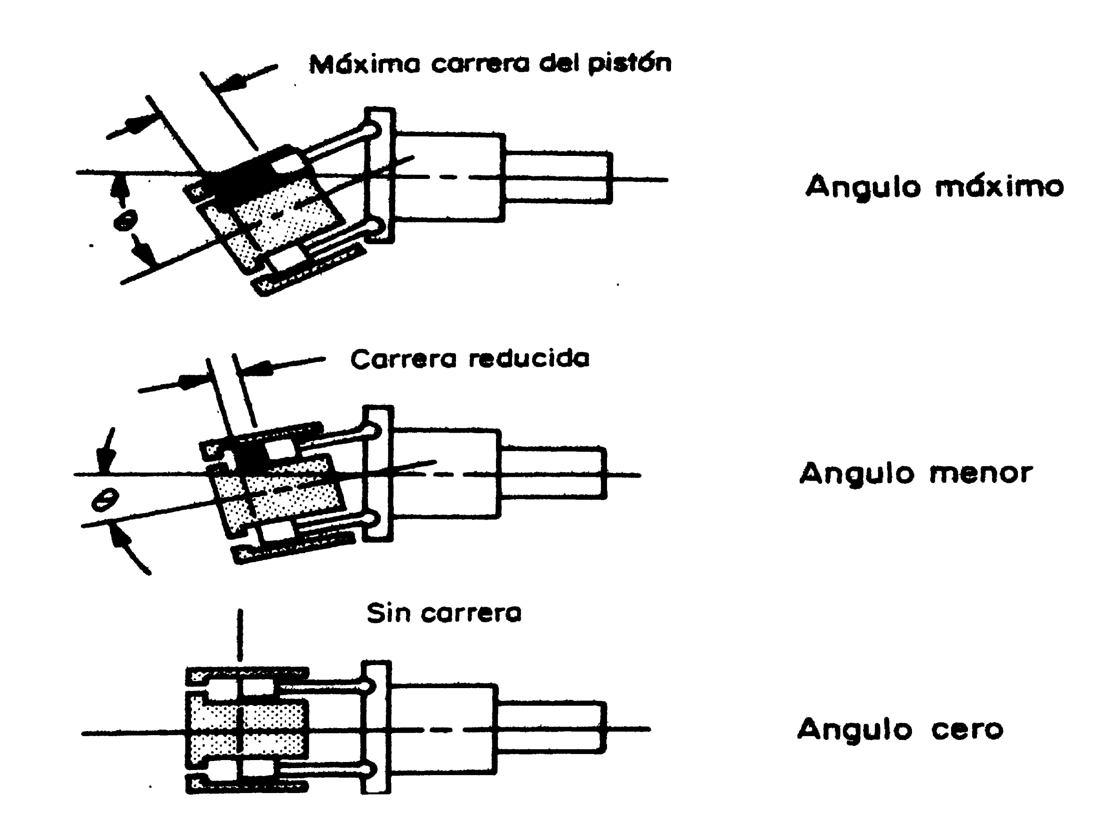



Figura 15 El desplazamiento varía con el ángulo (Ref. 1)

Cuadro 1

Características generales de algunas bombas

| | Engranajes exteriores | Paletas | Pistones radiales | Pistones axiales |
|---|---|---|---|---|
| RPM mínimo | 400 | 400 | 5 | 5 |
| RPM máximo[a/] | 6 000 | 2 500 | 2 000 | 15 000 |
| Presión normal de trabajo (bar) | 120-200 | 140-220 | 350 | 350 |
| Rendimiento (%) global[b/] | 60-80 | 70-80 | 90 | 90 |

a/ Las velocidades máximas (RPM) de las bombas y de los motores son limitadas (véase capítulo 3.2.2)

b/ El rendimiento global de una bomba es el producto de multiplicar el rendimiento mecánico por el rendimiento volumétrico de dicha

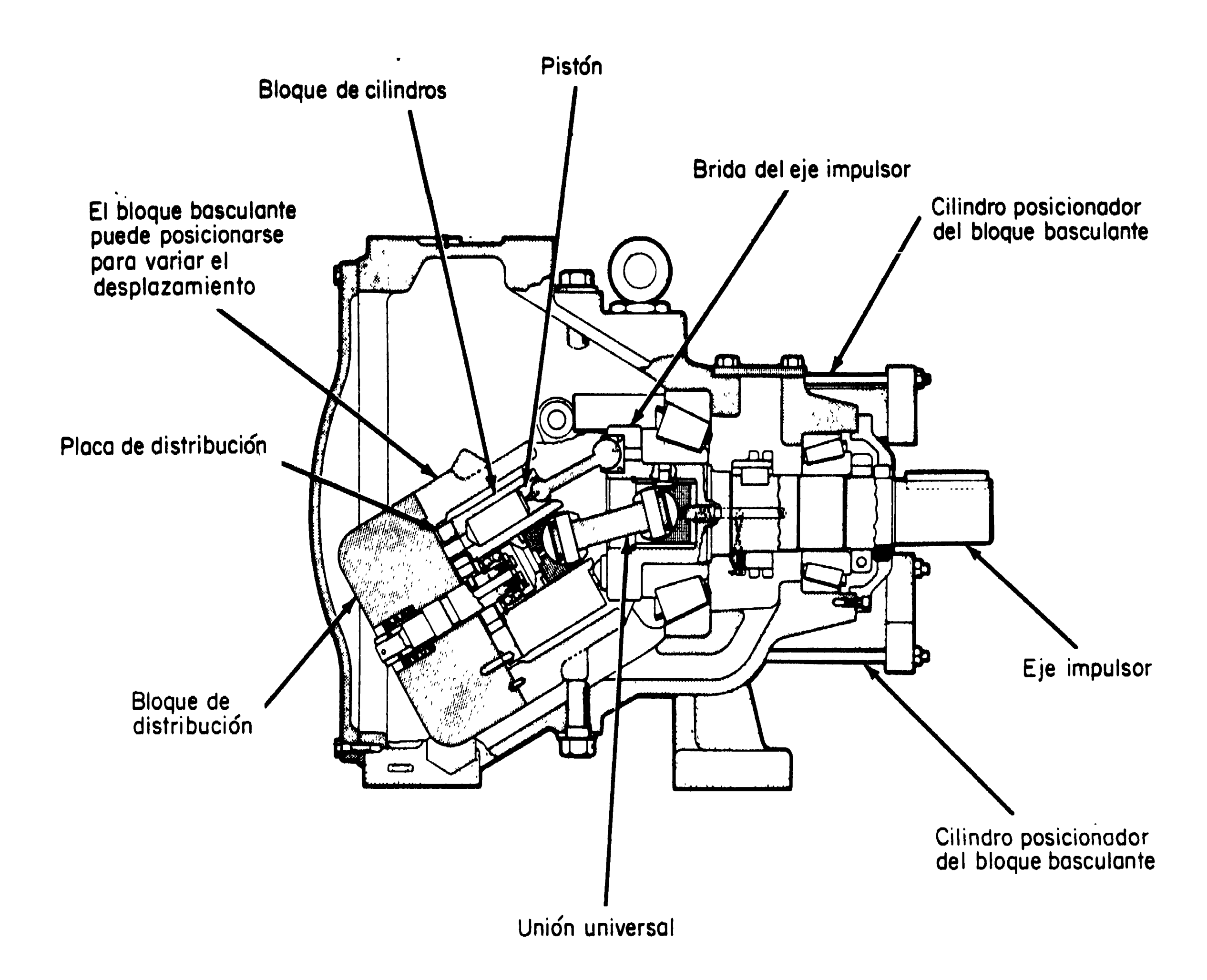



Figura 16 Bomba de pistones axiales de caudal variable (Ref. 1)

La velocidad de rotación de un motor depende del caudal de aceite que le suministremos. Regularemos la velocidad de un motor regulando el caudal de aceite bien variando la velocidad de la bomba, con una bomba de caudal variable o con un regulador de caudal.

Los motores hidráulicos tienen ciertas ventajas sobre los motores eléctricos o térmicos. Las principales son:

- elevada potencia con poco peso y pequeño volumen,
- par fácilmente regulable,
- velocidad fácilmente regulable,
- alto par de arranque,
- los motores hidráulicos son muy maniobrables. Pueden ser arrancados, parados o invertidos, a plena carga.

Aunque los motores funcionan de manera inversa a las bombas, esto no quiere decir que podamos usar un motor como bomba y viceversa, debido a ciertos pequeños detalles constructivos (aunque existen algunos fabricantes de bomba motor).

Los motores se clasifican en dos grandes grupos:

- motores rápidos.
- motores lentos.

## 3.1 Motores Rápidos

### 3.1.1 Motores de paletas (Figura 17)

El funcionamiento de los motores de paletas es inverso a los de las bombas de paletas. El caudal impulsado por la bomba entra por el orificio de admisión, obliga al rotor y a las paletas a girar y sale por el orificio de escape. Al moverse el rotor hace girar el eje. A diferencia de la bomba, cuando el motor está parado, al no existir fuerza centrífuga que impulse las paletas contra el anillo, no habría estanqueidad y el aceite pasaría libremente del orificio de entrada a la salida. Para evitar esto, existen unos resortes que empujan las paletas contra la cara interna del anillo. Los motores de paletas son de cilindrada constante, el par se mantiene constante para una misma presión y su velocidad es proporcional al caudal de alimentación, menos la lógica pérdida por rendimiento. Estos motores deben estar protegidos por una válvula de seguridad que limite la presión de admisión del aceite de acuerdo con la presión máxima admisible, recomendada por el fabricante.

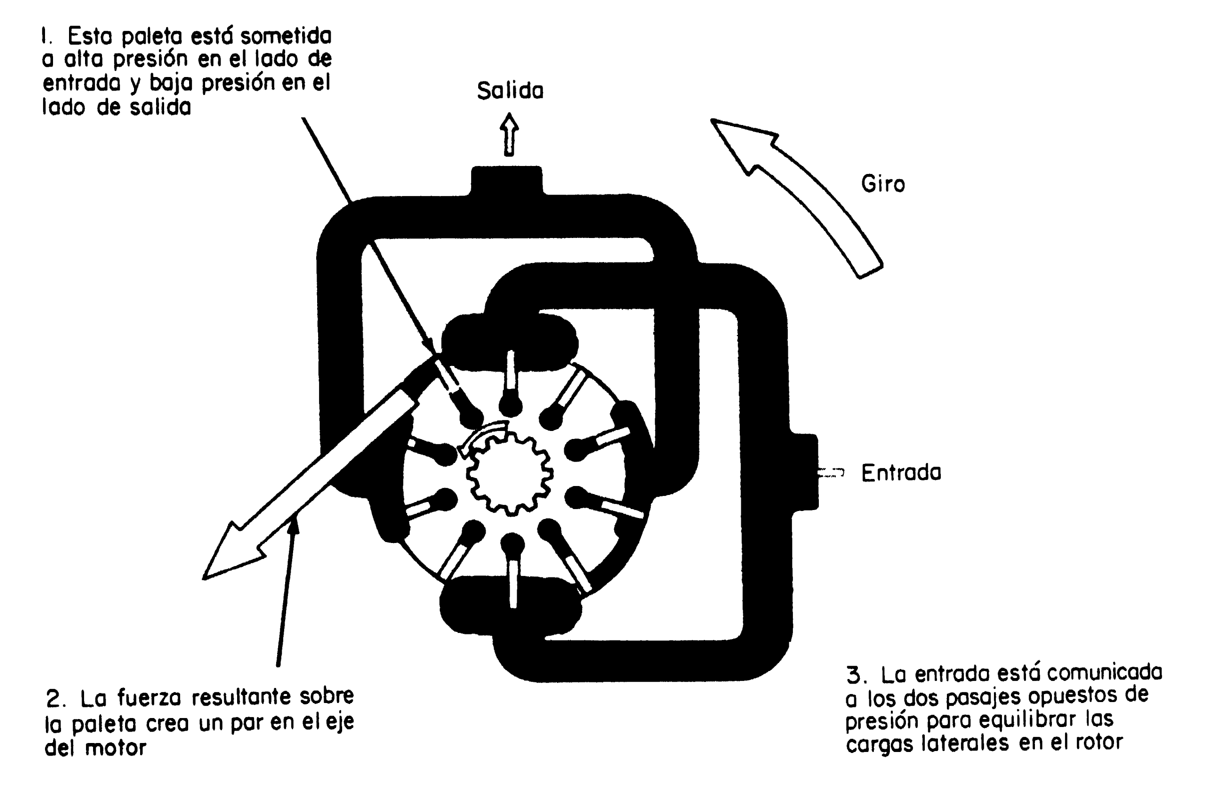



Figura 17 Funcionamiento de un motor de paletas (Ref. 1)

### 3.1.2 Motores de engranajes

Los motores de engranajes son también parecidos a las bombas de engranajes.

Todos los motores de engranajes tienen drenaje externo, es decir, que las fugas internas se envían directamente al tanque para evitar que una sobrepresión interior haga volverse al labio del retén de aceite que existe en el eje.

### 3.1.3 Motores de pistones

Los motores rápidos de pistones son generalmente de pistones axiales. Su concepción y funcionamiento es igual al de las bombas de pistones axiales y necesitan drenaje externo directo al tanque para evitar reventar el retén del eje (ver Figuras 18 y 19).

### 3.1.4 Motores de caudal variable

Tanto los motores de pistones axiales como los de pistones radiales pueden ser de caudal variable.

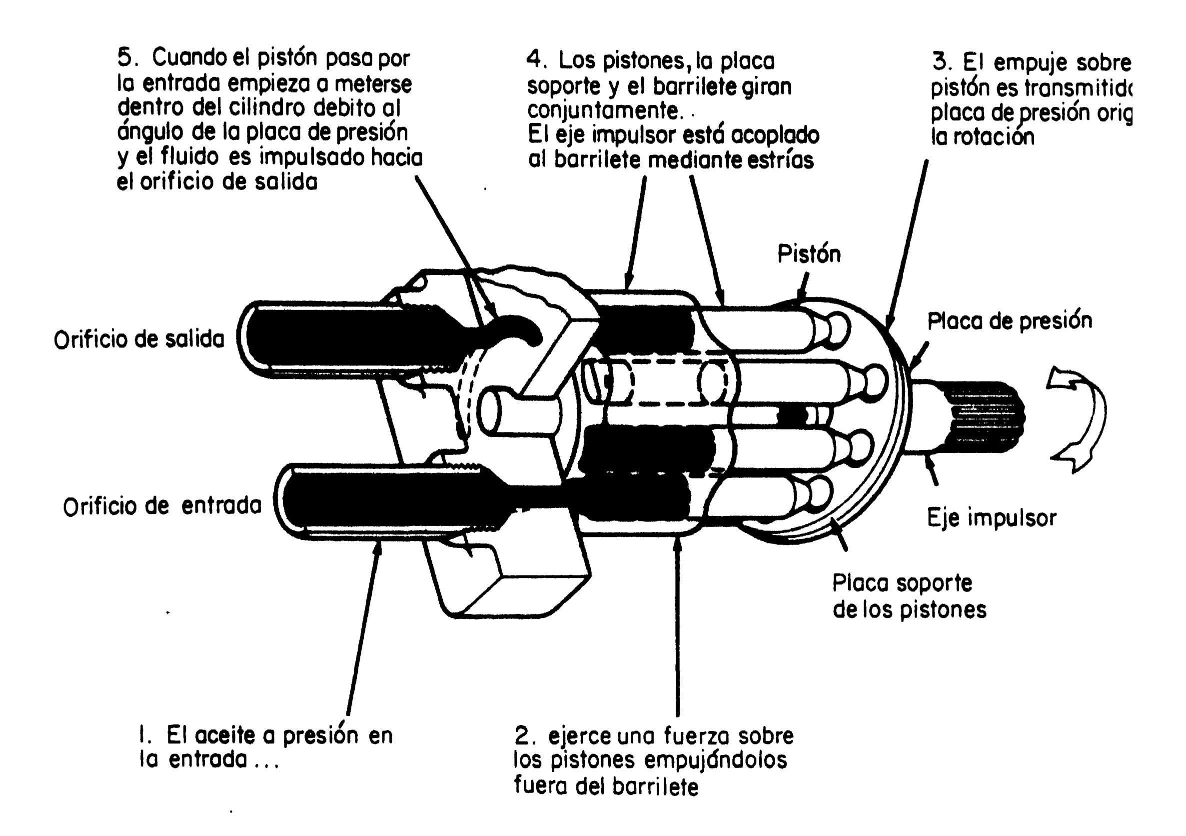



Figura 18 Funcionamiento de un motor de pistones en línea (Ref. 1)

En los motores de pistones axiales la variación de caudal se realiza por medio de un sistema mecánico que hace variar el ángulo existente entre el eje principal y el plato de presión. Cuando el ángulo es 0 el motor se para.

En los motores de pistones radiales la variación volumétrica se realiza variando la excentricidad de la leva que está situada en el eje principal, por medios hidráulicos.

## 3.2 Motores Lentos

Los motores lentos son de dos tipos:

- engranajes internos,
- de pistones radiales.

### 3.2.1 Motores de engranajes internos

Los motores de engranajes internos son denominados generalmente del tipo Orbit y aunque en principio fueron objeto de patente, estando su fabricación restringida a un sólo fabricante, hoy en día existen muchísimos fabricantes en el mundo.

Este motor tiene una configuración interna caractéristica (ver Figura 20).

Como se puede observar en la sección del motor de la Figura 20, la parte esencial está compuesta por una carcasa exterior que aloja una corona de dentado interno, fija, y dentro de esta corona, engrana un piñón móvil que tiene un diente menos que la corona.

Se observa, por tanto, que si tenemos siete cavidades en la corona fija y seis dientes en el piñón, para que el piñón dé una vuelta completa sobre sí mismo, deberá haber dado seis vueltas sobre la corona fija, existiendo por tanto una relación 1:6 entre corona y piñón, lo que hace que la velocidad de salida del eje sea lenta y por efecto de la reducción el par de salida sea más elevado.

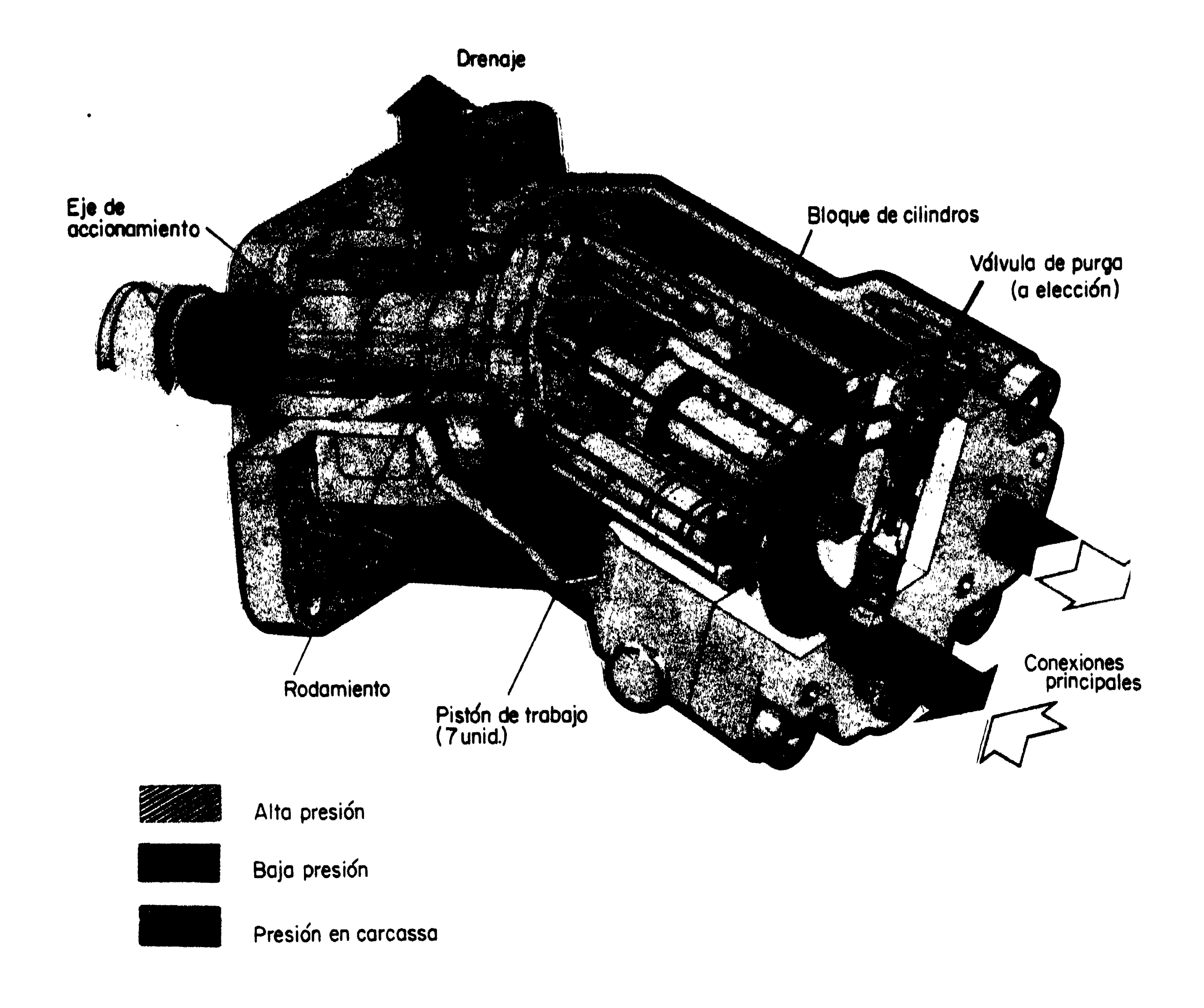



Figura 19  Motor de pistones de caudal constante (Ref. 3)

Estos motores, por estar compuestos por piezas de pequeño tamaño, fáciles de fabricación, son más baratos normalmente que los motores lentos de pistones radiales.

Estos motores no trabajan bien a menos de 10 RPM.

3.2.2 Motores lentos de pistones radiales

Estos motores tienen un mínimo de cinco pistones colocados en forma de estrella (ver Figura 21).

Su funcionamiento es suave y silencioso, permitiendo gran exactitud de movimientos a bajas revoluciones. En algunos casos hasta una revolución por minuto.

La concepción de este tipo de motor permite la fabricación de motores de grandes dimensiones para aplicaciones de trabajos pesados.

El precio de estos motores es bastante más elevado que el de los motores de tipo Orbit, debido principalmente a que las series de fabricación de este tipo de motor son menores.

El aceite que entra en el motor pasa por un distribuidor que lo dirige al pistón preciso, el cual al ser empujado en dirección al centro del motor, empuja a su vez la excéntrica solidaria al eje, produciendo la rotación de éste.

Cuadro 2

**Características generales de los motores**

| | Engranajes | Paletas | Pistones radiales | Pistones axiales |
|---|---|---|---|---|
| RPM mínimo | 400 | 100 | 3 | 25 |
| RPM máximo | 5 000 | 4 000 | 750 | 5 000 |
| Presión máxima (bar) | 250 | 225 | 450 | 450 |
| Rendimiento global (%) | 65/80 | 70/80 | 85/90 | 85/90 |
| Par de arranque (% del par máx.) | 60/80 | 70/80 | 80/90 | 80/90 |

NOTA:

Las características generales que aparecen en este cuadro están referidas a motores de uso normal en la industria naval. Existen motores hidráulicos para otras aplicaciones (aérea o aeroespacial) que sobrepasan con enorme diferencia los datos arriba reseñados.

La secuencia de movimiento de los pistones es efectuada por el distribuidor, cada pistón produce el efecto de giro en el eje. El distribuidor es solidario con el eje, en su parte trasera, cuando el eje gira, lo hace también el distribuidor y en cada posición va descubriendo unos orificios y tapando otros, permitiendo la entrada y salida del aceite de los pistones.

El cárter de estos motores debe mantenerse siempre lleno de aceite, por lo que es recomendable dejar el orificio de drenaje en la parte superior. Por el mismo motivo, para evitar el gripado es necesario rellenar el cárter con el aceite hidráulico del circuito, antes de arrancar.

Como se ve en estos motores estamos convirtiendo un movimiento linear (pistón) en un movimiento rotativo. Teóricamente, podríamos hacer girar estos motores a altas velocidades, sin embargo en la práctica no se puede conseguir debido a las limitaciones impuestas por la resistencia de los materiales que los componen, el tamaño de los pasajes internos y el diseño del distribuidor. De hecho, a medida que aumente la cilindrada de estos motores y consecuentemente su tamaño, va disminuyendo el número de revoluciones máximas permitidas.

## 4. CILINDROS HIDRAULICOS

Un cilindro hidráulico compuesto por un pistón deslizante dentro de una camisa es un aparato capaz de transformar la energía hidráulica en energía mecánica, según un movimiento rectilíneo. Los tipos de cilindros son:

- cilindros de simple efecto,
- cilindros de doble efecto.

### 4.1 Cilindros de Simple Efecto

El cilindro de simple efecto o émbolo buzo, se trata del cilindro más simple, en el que el vástago hace al mismo tiempo de pistón, sin variación de diámetro. El retorno a la posición de reposo se efectúa por el peso de la carga o bien por otro medio externo. Si la carrera es corta el vástago está guiado únicamente por el prensaestopas y la camisa. Para evitar que el émbolo se salga del cilindro, lleva una pestaña para hacer tope en el final de carrera.

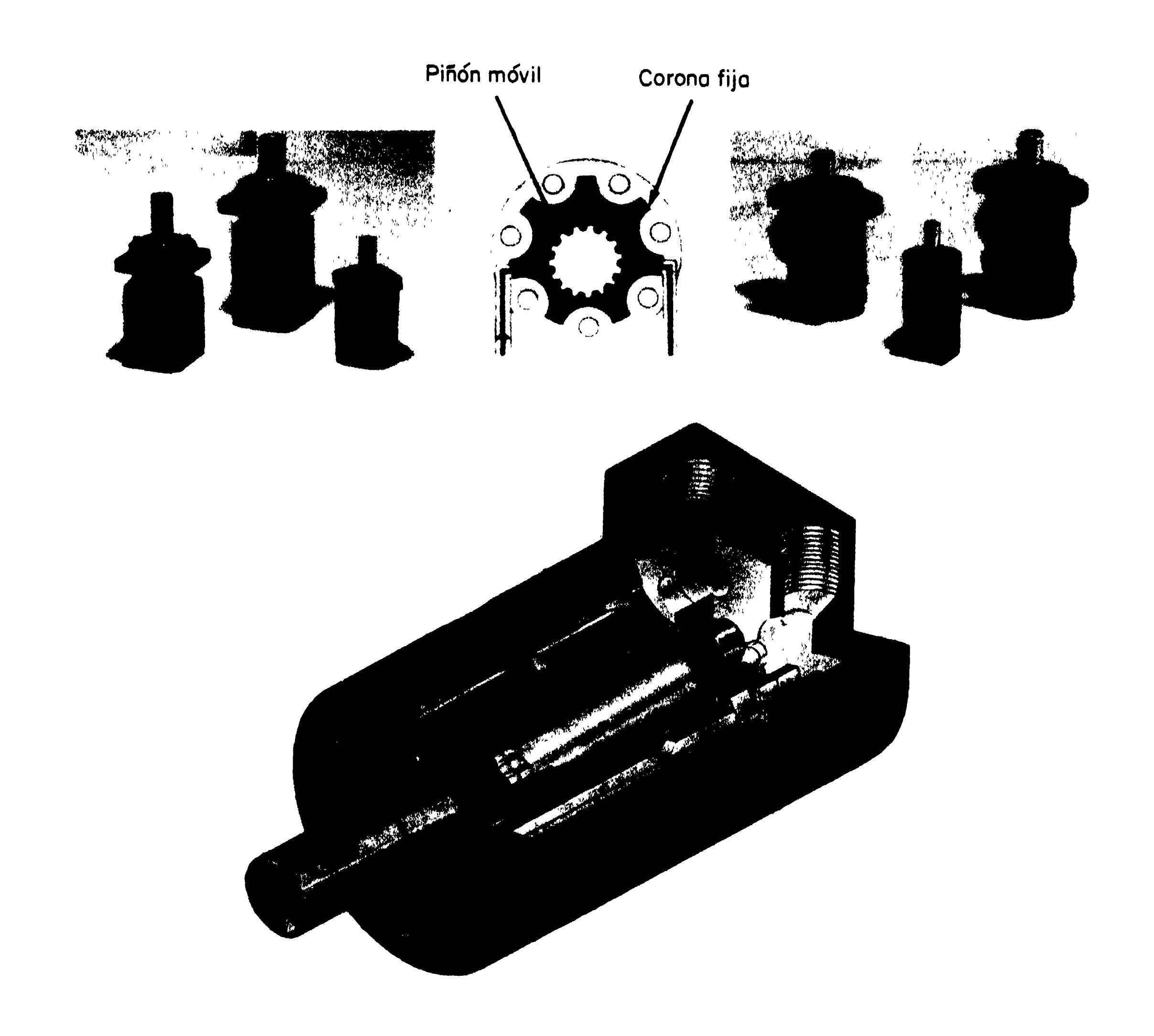



Figura 20 Motores de engranajes internos, tipo Orbit (Ref. 4)

4.2 <u>Componentes de un Cilindro Hidráulico (ver Figura 22)</u>

Para evitar finales de carrera bruscos se suelen instalar amortiguadores en los cilindros, bien sea en la cabeza trasera, delantera, o en ambas a la vez, dependiendo del tipo de trabajo. La amortiguación de los cilindros puede ser regulable.

Teniendo en cuenta que las aplicaciones de los cilindros son muy variadas, cada una de ellas exige unos accesorios adecuados a cada caso, principalmente en lo referente a sus formas de amarre (ver diferentes formas de amarre en la Figura 23).

4.3 <u>Cilindros de Doble Efecto</u>

Los cilindros de doble efecto se dividen en:

- cilindros de una etapa,
- cilindros telescópicos,

4.3.1 Cilindros de una etapa

Estos cilindros funcionan en los dos sentidos, tanto empujando como tirando, dependiendo de que el aceite empuje al pistón por una cara o por otra. Es decir, dependiendo de que el aceite entre por la cabeza delantera o trasera del cilindro.

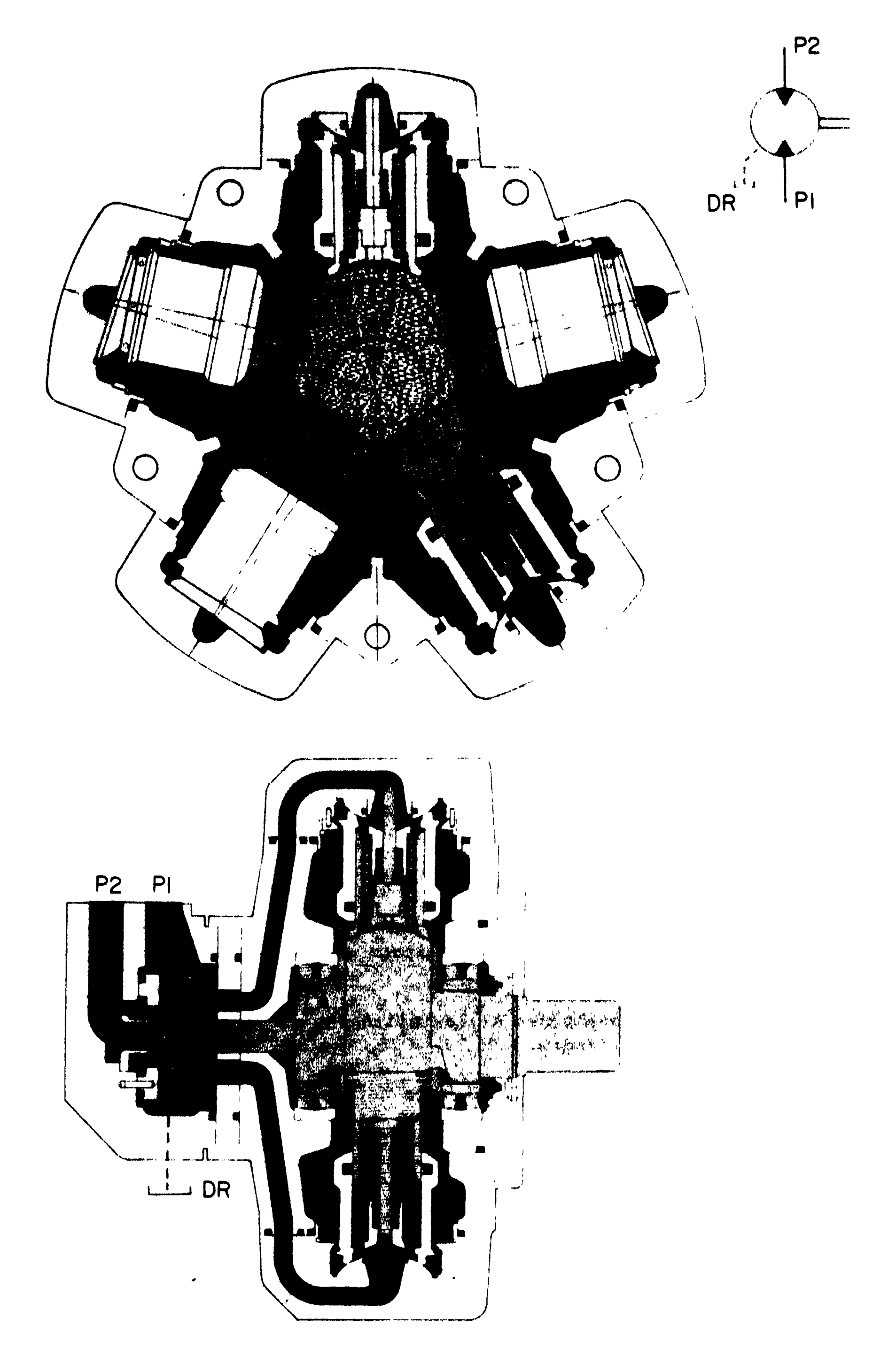
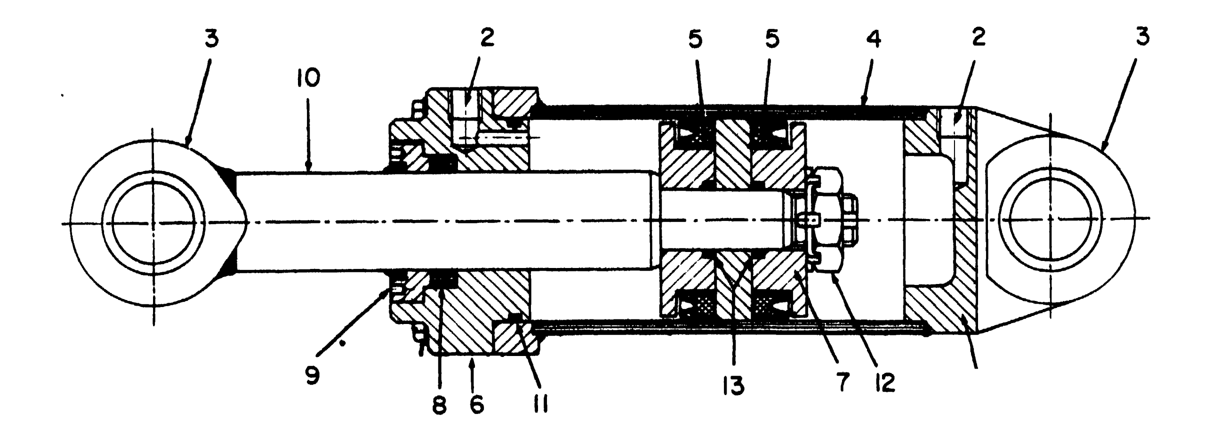



Figura 21 Motor lento de pistones radiales (Ref. 1)

Al efectuar cálculos con cilindros de este tipo, no olvidar que el volumen de dos caras es diferente, por lo que, con el mismo caudal de aceite, la velocidad será diferente según entre por la cabeza delantera o trasera. Asimismo la fuerza será diferente para empujar o para tirar, por la misma razón. Este problema se evita utilizando cilindros compensados en los cuales el vástago es prolongado hasta salir por la cabeza trasera. Actualmente, la fabricación de cilindros está normalizada por lo que todos sus componentes tienen prácticamente las mismas dimensiones aunque provengan de distintos fabricantes.




1. Cabezal trasero del cilindro
2. Orificios de alimentación
3. Arrastrador delantero
4. Cuerpo del cilindro
5. Juntas de pistón
6. Cabeza delantera del cilindro
7. Pistón
8. Junta del vástago
9. Rascador
10. Vástago
11. Junta
12. Tuerca de fijación del pistón
13. Junta del pistón sobre el vástago

Figura 22 Sección longitudinal de un cilindro hidráulico

Debido al efecto de corrosión producido por el ambiente marino, la fabricación de cilindros, para uso naval, requiere que el cromado de los vástagos sea de un espesor superior a las aplicaciones en tierra y debe ser entre 0,4 y 0,8 micras, y en algunos casos el vástago deberá ser de acero inoxidable.

4.3.2 Cilindros telescópicos

Estos cilindros permiten carreras superiores a los cilindros de una etapa para la misma longitud de cuerpo de cilindro. Su funcionamiento es idéntico al cilindro de una etapa y son utilizados en las grúas de cubierta.

La normalización de las dimensiones de los cilindros se refiere principalmente a los diámetros del vástago y del interior del cilindro.

Para cada diámetro del interior del cilindro corresponden dos dimensiones de vástago, excepto para los dos primeros de la lista. La razón de ésto se debe a que al aumentar la carrera del cilindro, llega un momento en que el diámetro menor del vástago no es suficiente para soportar el esfuerzo que realiza y corre peligro de doblarse. En ese caso se utiliza el diámetro mayor (ver Cuadro 3).

4.4 <u>Las Juntas</u>

En hidráulica se utilizan numerosas variedades de juntas para los usos más diversos. Las juntas más utilizadas son:

- juntas tóricas,
- los retenes.

4.4.1 Juntas tóricas (ver Figura 24)

Son utilizadas para realizar cierres estancos tanto en posición estática como dinámica.

La junta tórica va siempre alojada en una cavidad rectangular y funciona debido a la condición elástica del material de que está fabricada, que es normalmente neoprene, elastómero resistente a los aceites y grasas minerales.

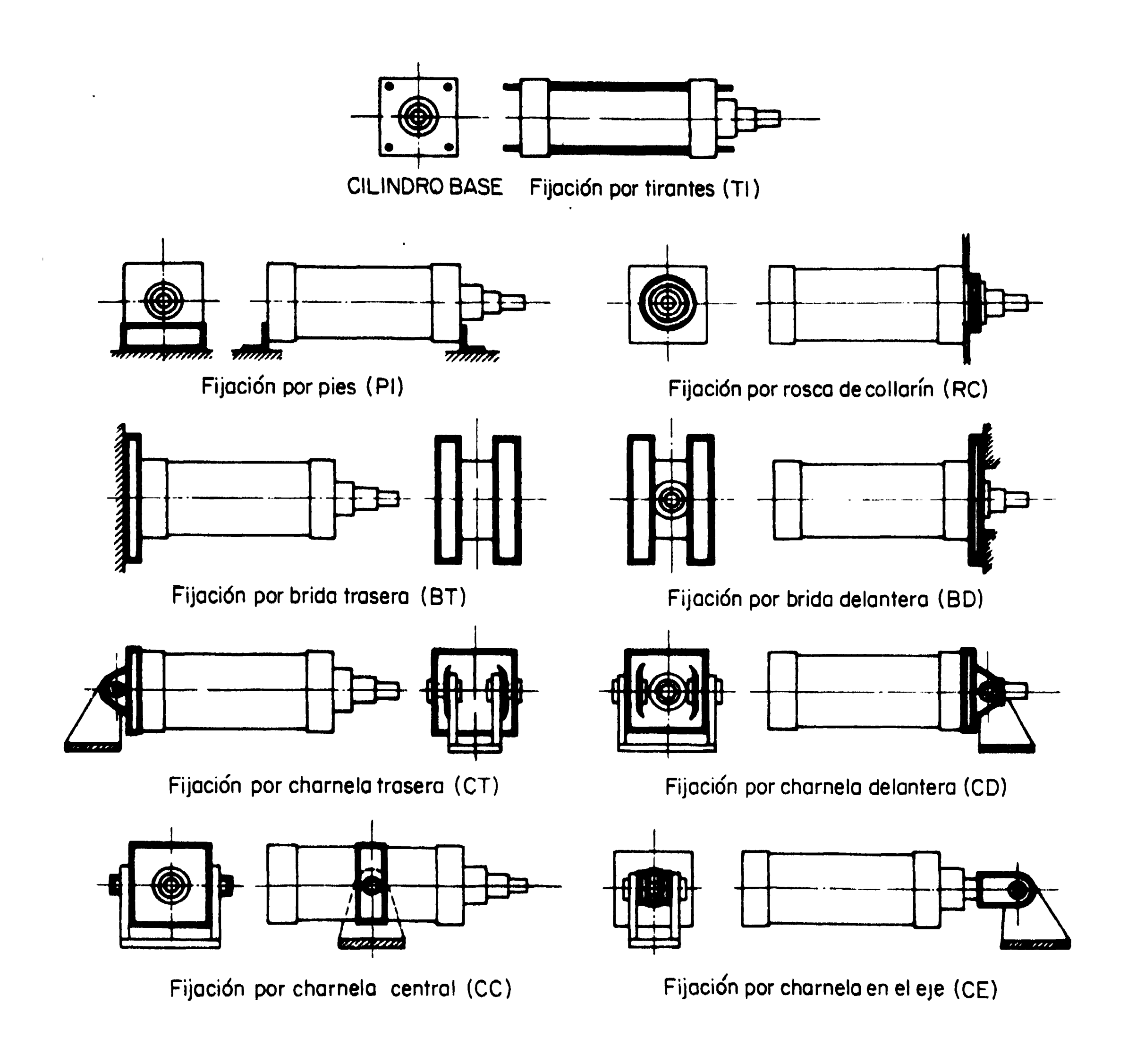



**Figura 23 Diferentes formas de amarre**

<u>Cuadro 3</u>

**Diámetros de cilindros normalizados**

| Diámetros del interior del cilindro (mm) | 32 | 40 | 50 | 63 | 70 | 80 | 100 | 115 | 125 | 140 | 160 | 180 | 200 | 220 | 250 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Diámetros del vástago[a] (mm) | 18 | 22 | 22 | 36 | 40 | 45 | 56 | 70 | 70 | 80 | 90 | 110 | 110 | 140 | 140 |
| | | | 28 | 40 | 50 | 56 | 70 | 80 | 90 | 100 | 110 | 125 | 140 | 160 | 160 |

a/ **Los diámetros son alternativos. Se utilizan los menores cuando la longitud del vástago es corta y los mayores cuando la longitud es larga**

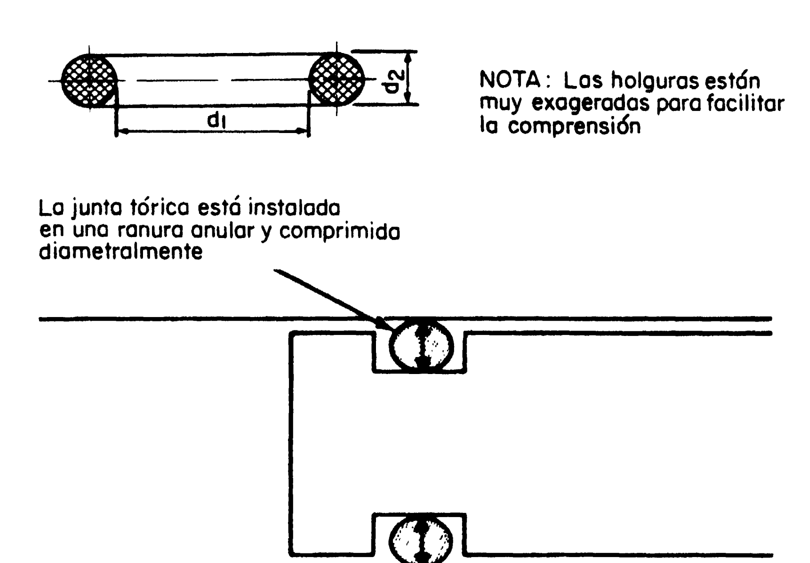



Figura 24 Juntas tóricas

Las dimensiones de las juntas tóricas están normalizadas por lo que no resulta difícil encontrar repuestos en el comercio.

Ver instrucciones de montaje en la parte cuarta.

4.4.2 Retenes

Los retenes son juntas de estanqueidad para ejes rotativos, que desempeñan su función por medio de una adaptación flexible del perfil del cierre sobre el eje, al mismo tiempo que su diámetro exterior encaja perfectamente en el alojamiento dispuesto al efecto.

Los retenes se fabrican en diferentes materiales, con el objeto de resistir sin descomponerse los ataques de aceites y grasas minerales y vegetables. También deberán estar preparados para aguantar las temperaturas en las que el retén realiza su trabajo (ver Figura 25).

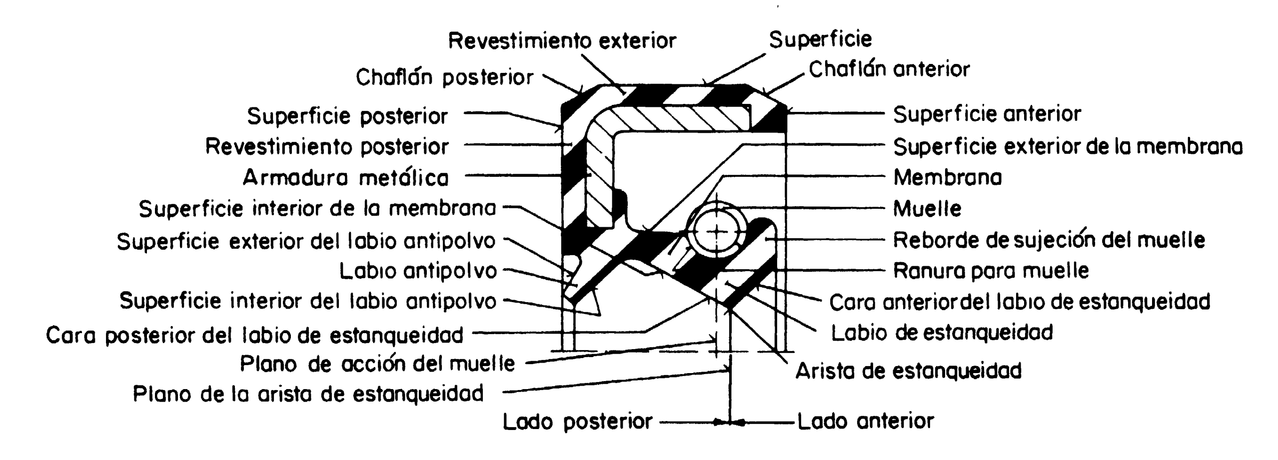



Figura 25 Retén

Los retenes se presentan en numerosas formas y combinaciones con el objeto de adaptarse a todas las circunstancias en las que se requiera un cierre estanco. Los tipos básicos se muestran en la Figura 26.

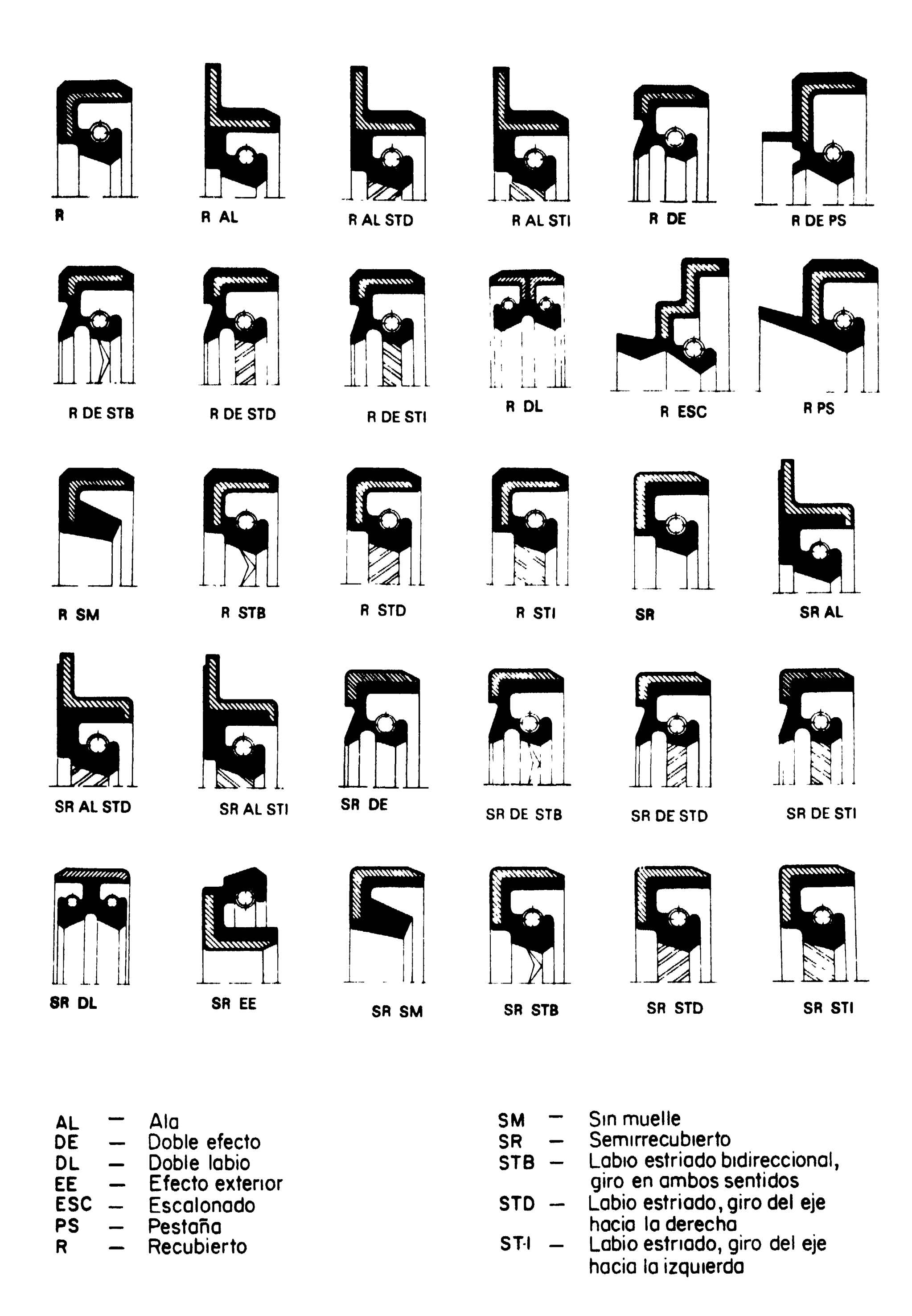



Figura 26 Tipos básicos de retenes (Ref. 5)

## 5. LOS DISTRIBUIDORES

Hemos visto en la sección correspondiente a los motores hidráulicos que dependiendo del orificio por el que entra el aceite en el motor éste gira en un sentido o en otro.

Los distribuidores son los aparatos que sirven para dirigir el aceite a uno u otro orificios del motor o bien al tanque en cuyo caso el motor se para.

Los distribuidores pueden ser comandados manualmente, eléctricamente, neumáticamente o hidráulicamente.

5.1 Distribuidores Rotativos, de Bola, de Macho o de Cuña

Estos distribuidores son generalmente de accionamiento manual y son utilizados para pequeños caudales y no muy altas presiones.

La Figura 27 representa un distribuidor rotativo de cuatro vías. Este tipo de distribuidor es frecuentemente utilizado para comandar a distancia un distribuidor de tamaño mayor, dirigiendo el aceite alternativamente a uno u otro de los orificios de pilotaje. (Ver también 5.2.1 para explicación del significado de las letras A, B, P y T.)

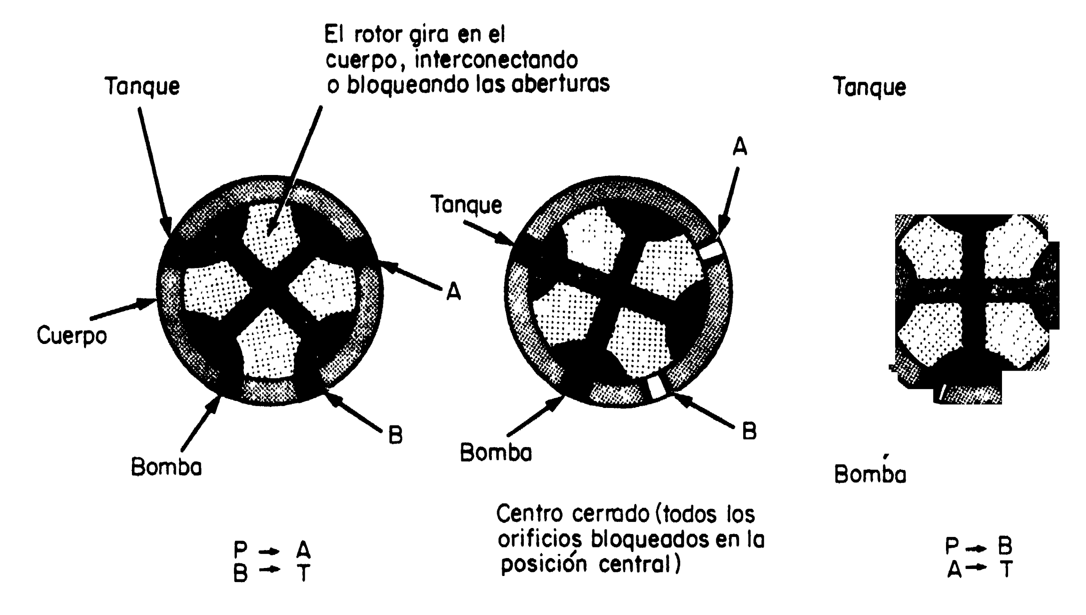



Figura 27 Distribuidor rotativo de cuatro vías (Ref. 1)

El distribuidor rotativo está compuesto de un cuerpo cilíndrico exterior con cuatro orificios, o cuatro vías y de un macho interior rotativo que al girar pone en comunicación unas vías u otras.

5.2 Distribuidores de Corredera Deslizante

Estos son los distribuidores más utilizados. Se fabrican para todos los sistemas de comando, así como para máximos caudales y presiones.

Estos distribuidores pueden ser: de mando manual (Figura 28) o de mando pilotado (Figura 31).

5.2.1 Composición de un distribuidor de corredera

Un distribuidor de corredera se compone de un cuerpo de fundición con canales internos que se pueden comunicar o incomunicar entre sí por medio de una corredera que se desplaza en su interior y que consiste en un vástago cilíndrico con canales circulares.

Los orificios exteriores del cuerpo de fundición vienen normalmente marcados con unas letras convencionales que son:

P Presión (aceite de la bomba),
A y B operativas (aceite al motor o cilindro),
T tanque (aceite de retorno). Algunas veces aparece una R,
X ó Y Pilotaje.

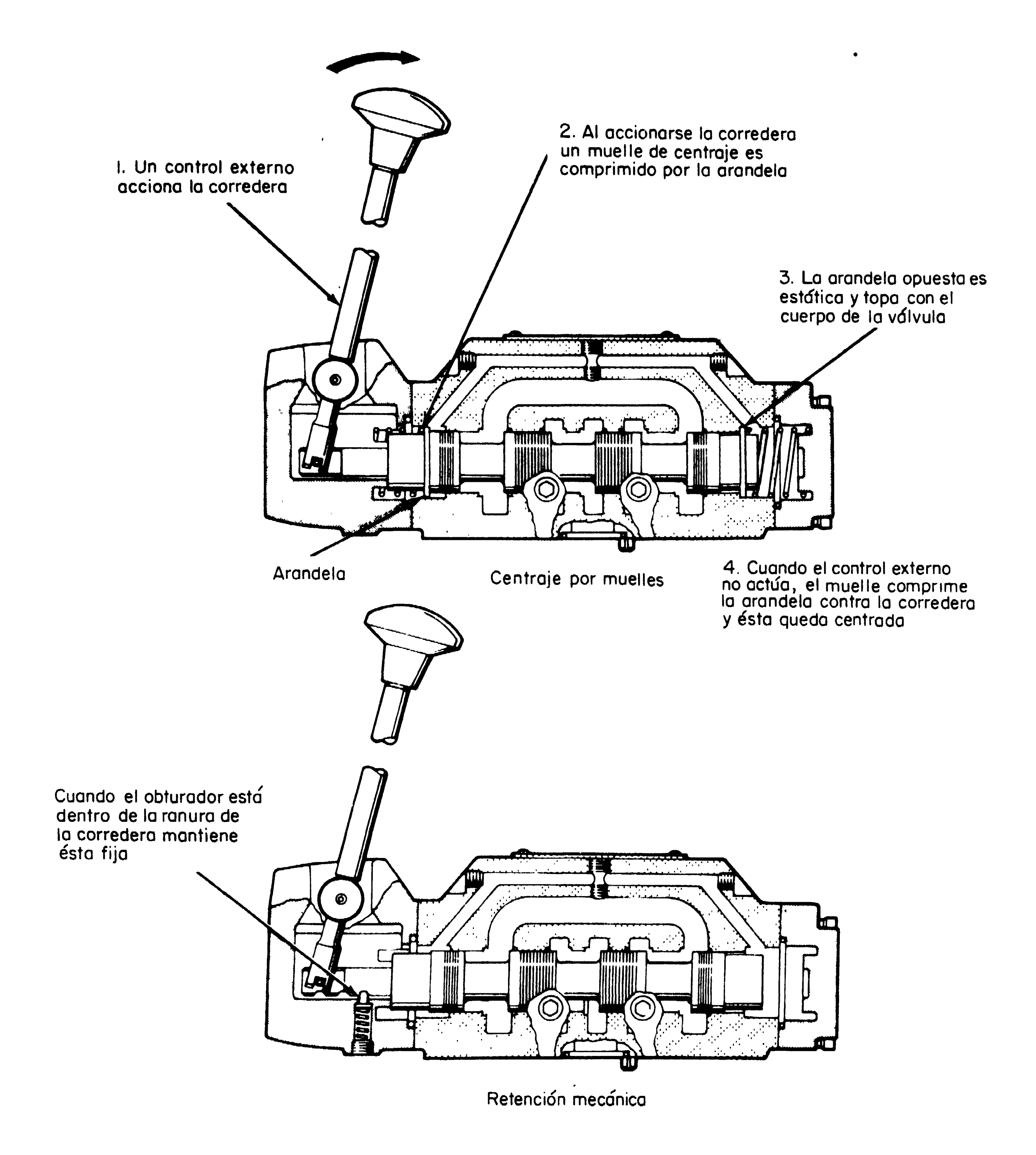



Figura 28 Distribuidor de mando manual (Ref. 1)

La corredera funciona en su alojamiento sin juntas. A pesar de que tanto una como otro son rectificados y las tolerancias de mecanizado son muy cerradas, los distribuidores tienen pérdidas internas.

Un distribuidor se caracteriza por:

- el número de vías,
- el número de posiciones,

- el tipo de mando,
- el diámetro de los orificios de aceite.

Número de vías

Los distribuidores pueden ser de: tres y cuatro vías según el número de orificios que podemos comunicar con el de presión, por medio de la corredera.

Como se ve en los distribuidores de la Figura 29, en el de tres vías se puede conectar P con A, o bien P con B. En el de cuatro vías se puede comunicar P con A y B con T en la primera posición, P con T en la segunda y, P con B y A con T en la tercera.

Número de posiciones

Según la Figura 30, vemos que el número de posiciones es de cuatro. En la Figura 29, el distribuidor de tres vías tiene dos posiciones y el de cuatro vías, tres posiciones.

La cuarta posición es la llamada flotante, en la cual todas las vías están comunicadas entre sí. Esta cuarta posición se usa mucho en agricultura pero no así en aplicación naval, sin embargo la conexión central en H o flotante se usa corrientemente en la marina pero como posición central en distribuidores de tres posiciones.

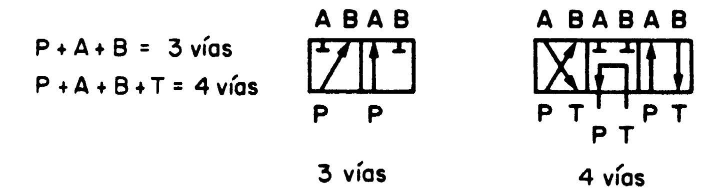



Figura 29 Distribuidores de 3 y 4 vías

A B A B A B A B
4ª Posición
P T
P T
P T
P T
1ª Posición 2ª Posición 3ª Posición

Figura 30 Diferentes posiciones

Tipo de mando

Como ya se ha indicado anteriormente el mando puede ser:

- manual,
- eléctrico,
- hidráulico o neumático.

El diámetro de los orificios está en consonancia con el caudal que debe pasar por el distribuidor. El de retorno es 1/4" mayor que presión y operativas, normalmente.

5.2.2 Distribuidor de mando directo

- Manual (ver Figura 28)

La corredera se desplaza por la acción de una palanca, de un botón o de un pedal.

Puede volver a su posición original por medio de un resorte de centrado o por acción manual sobre la palanca.

El distribuidor puede ser posicionado o no, es decir que, si el distribuidor es posicionado el vástago o corredera se queda en la posición que le ha dado la palanca de mando, y para modificar la posición hace falta volver a accionar la palanca de mando. Si no es posicionado, unos resortes volverán la corredera a la posición neutra automáticamente al dejar de presionar sobre la palanca de mando.

- Eléctrico

Dos solenoides, situados cada uno en un extremo de la corredera, la desplazan de acuerdo con el botón eléctrico que se actúe. La fuerza de los solenoides es muy débil, por lo que sólo sirven para activar pequeños distribuidores.

Los solenoides son electroimanes o imanes energizados eléctricamente. La palabra solenoide es usada en hidráulica para designar la válvula, otras veces se le denomina válvula solenoide y otras electroválvula. Cualquiera de ellas es válida.

- Hidráulico o neumático

La presión de aceite o de aire empuja la corredera en un sentido o en otro, de acuerdo con la posición de un pequeño distribuidor que se acciona manualmente. Esta operación puede ser realizada a distancia y se denomina control remoto o pilotado.

5.2.3 Distribuidores pilotados

Este sistema de mando combina generalmente los tres sistemas anteriores: eléctrico, neumático e hidráulico.

Existe una infinita variedad de distribuidores pilotados que presentan todas las combinaciones posibles y no se puede, en este manual, llegar a su descripción pormenorizada.

Indicamos a continuación el principio base de los distribuidores pilotados.

Una presión de aceite aplicada sobre un extremo de la corredera, opuesto a un resorte, engendra una fuerza que desplaza la corredera hacia otra posición, comprimiendo el resorte.

En los modelos sin resorte, la corredera se desplaza bajo la acción de una presión pilotada que se ejerce sobre uno u otro de los extremos. Estos distribuidores no tienen posicionamiento, por lo que se debe mantener la presión de pilotaje durante todo el tiempo que sea necesario para conservar la corredera en la posición elegida. Los distribuidores de tres posiciones tienen dos posiciones extremas y una central o neutra.

Son utilizados frecuentemente cuando se desea mandar a distancia la distribución de un caudal por medio de una presión piloto que llega desde una bomba exterior.

Los distribuidores pueden tener dos o tres posiciones del vástago. En el caso de dos posiciones puede ser pilotado en los dos sentidos o en uno sólo. En esta última modalidad una de las posiciones es fijada por un resorte.

El mando a distancia se puede realizar mediante distribuidores de mando proporcional que hacen que la corredera del distribuidor principal ocupe cualquier posición de su recorrido a voluntad del operador, con lo que se consigue una cierta variación de velocidad de acuerdo con las necesidades de la maniobra a realizar (ver Figura 31).

La presión de aceite de pilotaje varía entre 10 y 30 bar. El distribuidor que pilota suele ser eléctrico.

Los orificios de los distribuidores, en las instalaciones navales, están roscados en pulgadas. Cuanto mayor es el agujero, más aceite deja pasar.

# 6. LAS VALVULAS

## 6.1 Válvulas de Seguridad o Limitadores de Presión

El cometido de la válvula de seguridad es el de proteger los elementos de un circuito hidráulico contra sobrecargas o para limitar la fuerza de un cilindro hidráulico o de un motor.

La posición de estas válvulas es normalmente cerradas y sólo se abren cuando la presión del circuito alcanza la presión de tarado. Cuando la válvula de seguridad se abre el aceite es dirigido al tanque y el motor se para. Si la descarga de la válvula dura bastante tiempo, produce calentamiento en el aceite, por efecto del paso de gran cantidad de aceite por un orificio muy pequeño.

Las válvulas de seguridad pueden ser actuadas directamente o pilotadas.

### 6.1.1 Válvulas de acción directa

El principio de funcionamiento de esta válvula se presenta en la Figura 32.

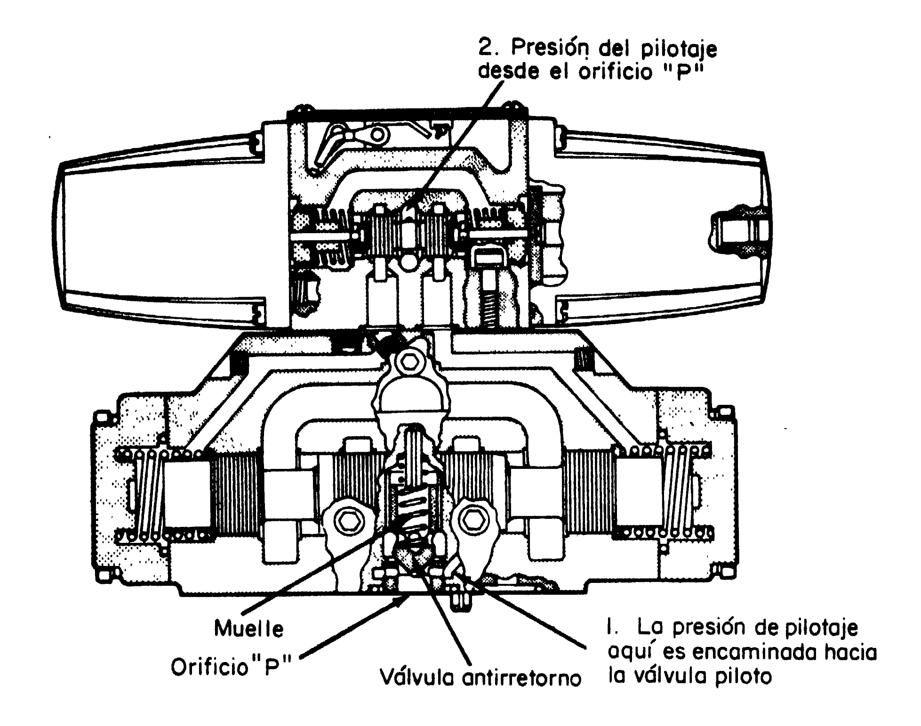



Figura 31 Distribuidor pilotado (Ref. 1)

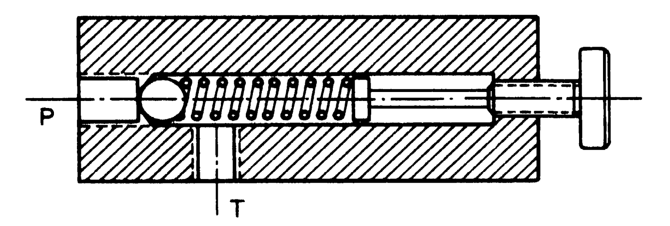



Figura 32 Válvula de seguridad simple

En esta figura vemos que una bola es empujada por un resorte, cuya tensión es regulable por medio de un tornillo. La bola continuará cerrando el paso mientras que la presión del circuito sea inferior a la fuerza del resorte. Cuando la presión del circuito sea mayor que la del resorte, se abrirá la bola y el aceite pasará a través de la válvula hacia el tanque.

Esta desviación del aceite evita que la presión suba excesivamente en el circuito. Cuando la presión vuelva a ser inferior a la fuerza del resorte, se cerrará la válvula de nuevo y seguirá funcionando el sistema hidráulico.

Si tenemos un sistema con caudal volumétrico grande, comprenderemos rápidamente que una válvula limitadora de presión de este tipo no podría funcionar y sería difícil de fabricar por razones técnicas. Las zonas de estrangulamiento deberían ser tan grandes, que el muelle asumiría dimensiones imposibles.

Una válvula limitadora de presión accionada directamente, de este tipo, se usaría entonces sólo como válvula piloto, que básicamente transmite un impulso para operar una segunda válvula, con una zona de estrangulamiento mayor. A ésta se la conoce como válvula limitadora de presión compuesta o accionada por piloto.

6.1.2 Válvulas de seguridad pilotadas

Estas válvulas son equilibradas, es decir, que la presión hidráulica se ejerce sobre las dos caras del pistón, por tanto el resorte puede ser más débil.

Esta construcción permite que el funcionamiento de la válvula sea mucho más sensible suprimiendo así las vibraciones.

Ver funcionamiento en la Figura 33.

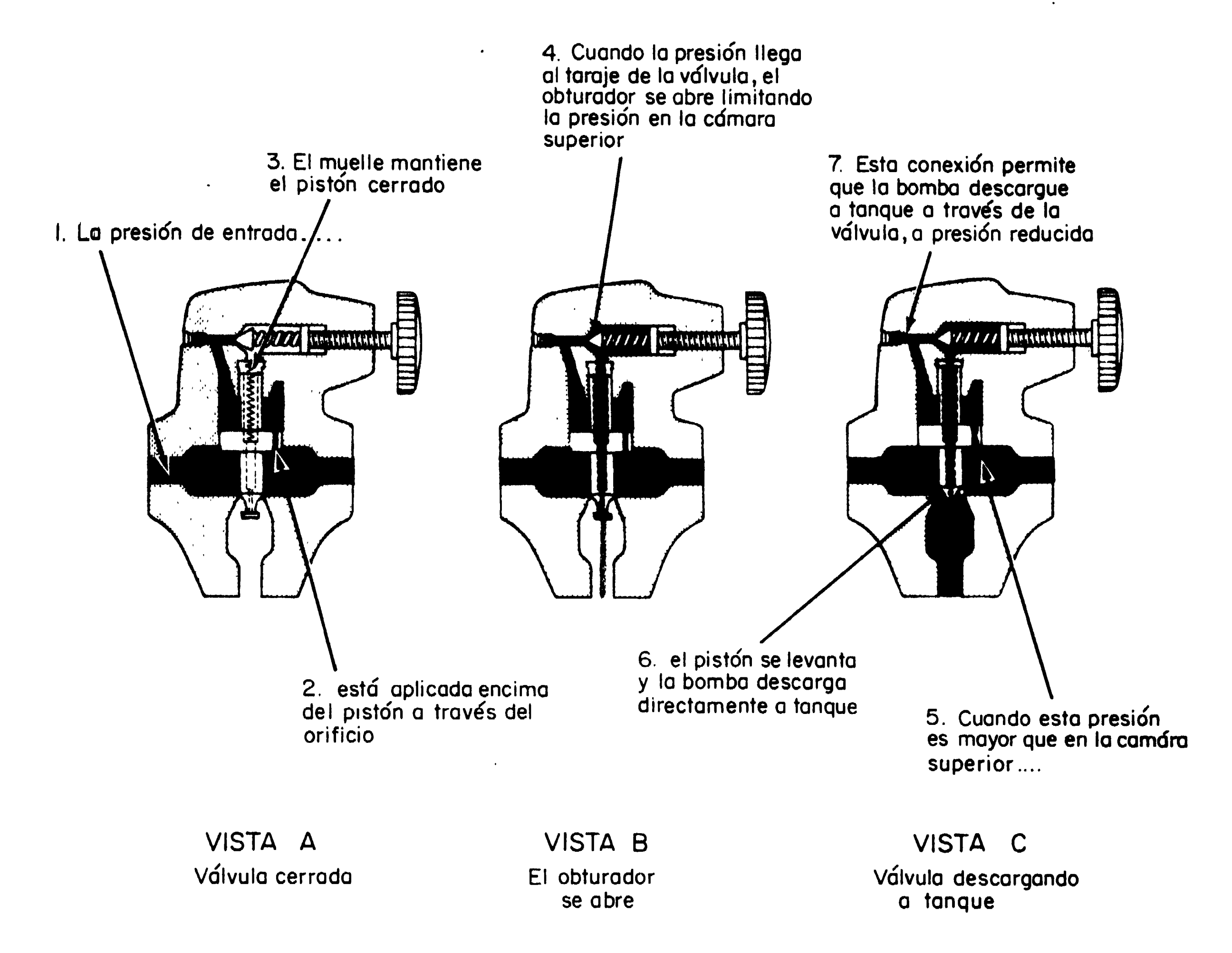



Figura 33 Funcionamiento de una válvula de seguridad pilotada (Ref. 1)

## 6.2 Válvulas de Control de Bajada o Frenado

Cuando se quiere subir la carga, el aceite que viene de la bomba a través del distribuidor entra por (A), pasa a través de la válvula antirretorno, sale por (B) y entra en el cilindro, o motor, directamente (véase Figura 34).

Cuando queremos descender la carga dirigimos el aceite por el distribuidor al orificio (B). El aceite encuentra la válvula antirretorno cerrada, pero la presión pasa por el orificio de pilotaje interno, empuja la corredera central contra el resorte, permitiendo así el paso directo entre (B) y (A).

Si la carga tiende a acelarse, hace disminuir la presión en la línea de alimentación del cilindro, por lo que disminuye la presión en el pilotaje y el resorte hace cerrarse la corredera, impidiendo el paso de aceite y frenando, por tanto, la carga.

## 7. REGULADORES DE CAUDAL

La velocidad de un motor o de un cilindro está en función de su cilindrada y del caudal de alimentación.

La variación de uno o de otro de estos factores hace variar la velocidad del cilindro o del motor.

Si el volumen o la cilindrada de un motor o de un cilindro permanecen fijos, la variación de velocidad puede conseguirse haciendo variar el caudal de aceite que se les suministra. Esta variación se obtiene por medio de una bomba de caudal variable o bien por medio de válvulas que derivarán parte del caudal al tanque y que son llamadas reguladores de caudal.

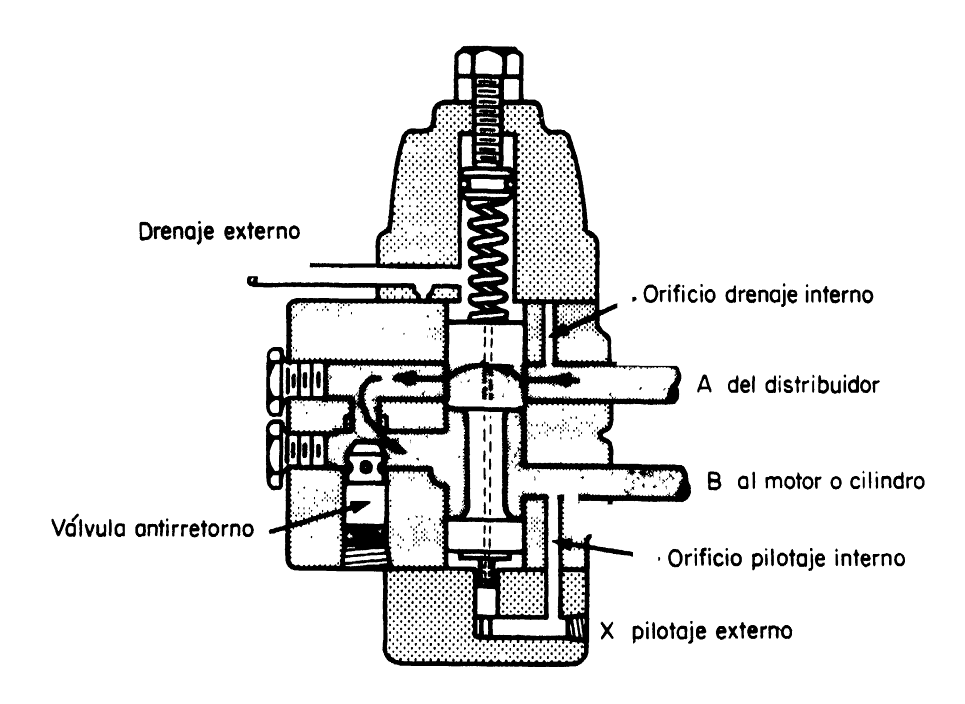



Figura 34 Válvula de control de bajada en carga (Ref. 1)

### 7.1 Los Grifos

En una instalación o circuito para cualquier tipo de fluido, el regulador más simple es un grifo. Es utilizado para abrir o cerrar el circuito y también para dejar pasar mayor o menor cantidad de fluido.

Existe un gran número de tipos diferentes de grifos, dependiendo su diseño del tipo de fluido a controlar y de la presión del mismo.

En hidráulica se utilizan principalmente el de compuerta o cuña, en las líneas de aspiración. El de aguja y el de bola en las de presión.

El primero se utiliza en las líneas de aspiración exclusivamente y sirve para aislar el tanque cuando hay que efectuar alguna reparación en el circuito. El grifo de aguja sirve como regulador de caudal pues se fabrica reforzado para altas presiones y la forma cónica de vástago permite una regulación de caudal aceptable. Se emplea sólo para pequeños caudales. El grifo de bola se emplea casi exclusivamente para aislar o conectar circuitos pues aguanta altas presiones y grandes caudales, pero no es adecuado para regular el caudal.

### 7.2 Reguladores de Caudal Compensados en Presión

El papel de estos reguladores es asegurar con precisión el caudal cuando varían las cargas sobre el motor o el cilindro. El regulador de caudal que aparece en la Figura 35 mantiene, por

construcción, una diferencia de presiones de 1,4 kg/$cm^2$ entre la entrada y la salida. La corredera está normalmente abierta, con tendencia a cerrarse por la diferencia de presiones. Por otra parte el resorte intenta mantenerla abierta. Este equilibrio producido por la diferencia de presión hace que el flujo pase regulado al cuerpo de la válvula. El resto del aceite sobrante es eliminado a través de la válvula de seguridad del circuito.

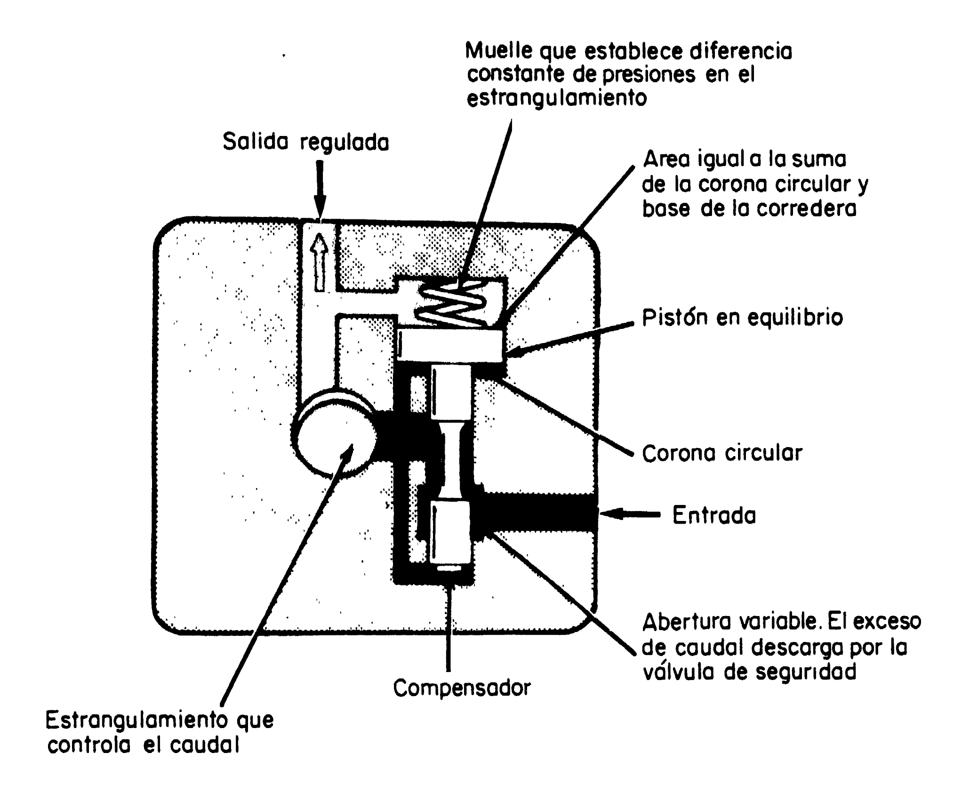



Figura 35 Regulador de caudal compensado por presión (Ref. 1)

7.3 Reguladores de Caudal Compensados en Presión y Temperatura

Estos reguladores permiten una regulación más exacta del caudal en las condiciones más difíciles de trabajo.

Pueden trabajar en línea o en derivación.

La regulación se realiza por medio de una rueda moleteada que tiene un indicador graduado. Algunos modelos tienen llave para fijar su posición (Figura 36).

Al aumentar la temperatura el aceite pierde viscosidad y se hace más fluido por lo que con la misma presión pasa más aceite por un determinado orificio que cuando está frío. Por ello en un regulador de caudal compensado en temperatura, existe un dispositivo que por dilatación regula el paso.

El funcionamiento de este regulador es similar al que aparece en la Figura 35 pero éste además incorpora el dispositivo de compensación por temperatura.

8. VALVULAS ANTIRRETORNO

Como su nombre indica, las válvulas antirretorno sirven para permitir el paso del aceite en un sentido y evitarlo en el sentido contrario.

8.1 Válvulas Antirretorno Simples

Las válvulas antirretorno simples permiten el paso del aceite en un sentido solamente. Su forma exterior puede ser como un tubo, entonces se llaman rectas, o bien acodadas que se denominan en ángulo. Estas últimas son utilizadas para grandes caudales (Figura 37).

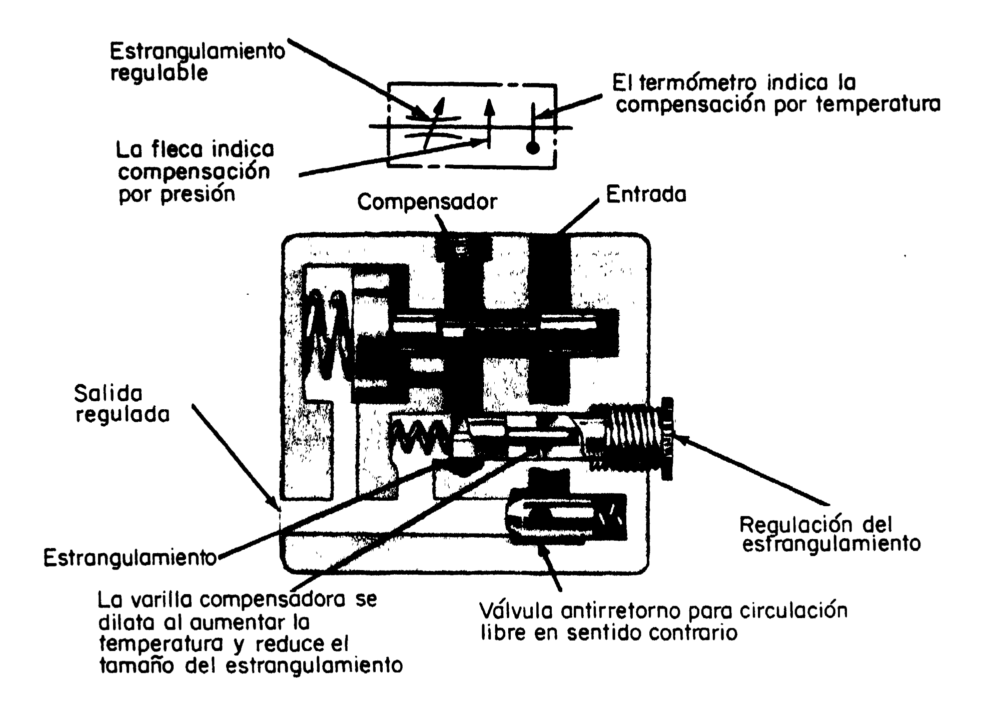



**Figura 36 Regulador de caudal compensado por presión y temperatura (Ref. 1)**

**Como se observa en la Figura 37, su funcionamiento es bien sencillo.**

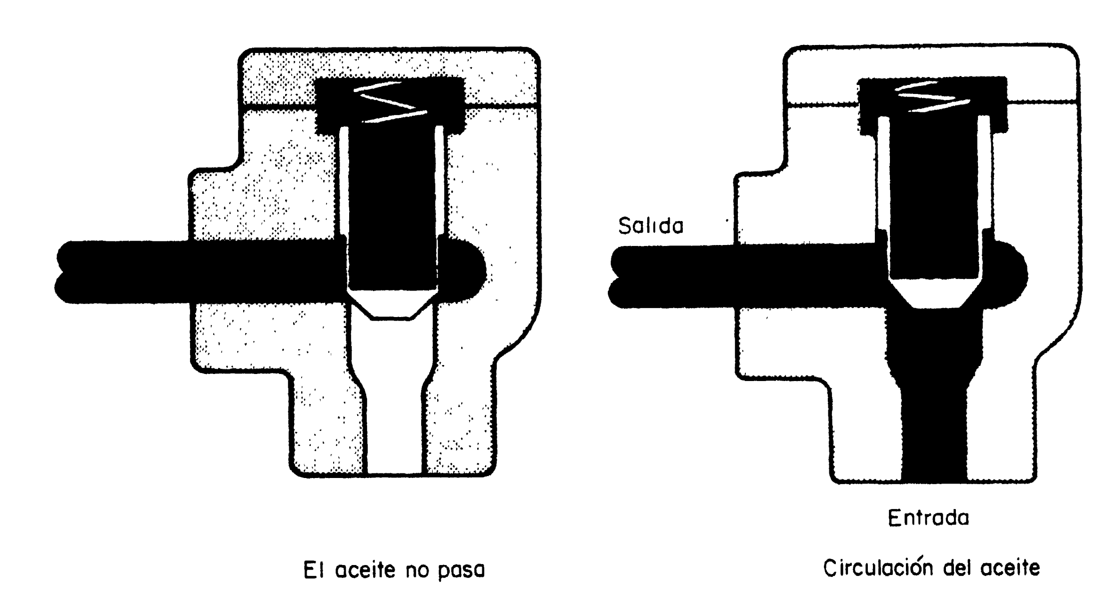



**Figura 37 Válvula antirretorno, en ángulo (Ref. 1)**

## 8.2 Válvulas Antirretorno Pilotadas

**Estas válvulas son utilizadas:**

- para permitir la libre circulación en un sentido,
- para permitir la libre circulación en dos sentidos, cuando se desee, por medio de un piloto accionado por la presión del circuito.

Ver funcionamiento en la Figura 38.

Cuando el aceite circula en un sentido, levanta la válvula antirretorno y pasa libremente; cuando circula en sentido contrario, la válvula se cierra pero la presión piloto, introducida en la cámara del pistón, hace que éste actúe sobre la válvula para abrirla, dejando así que el aceite circule libre en sentido contrario.

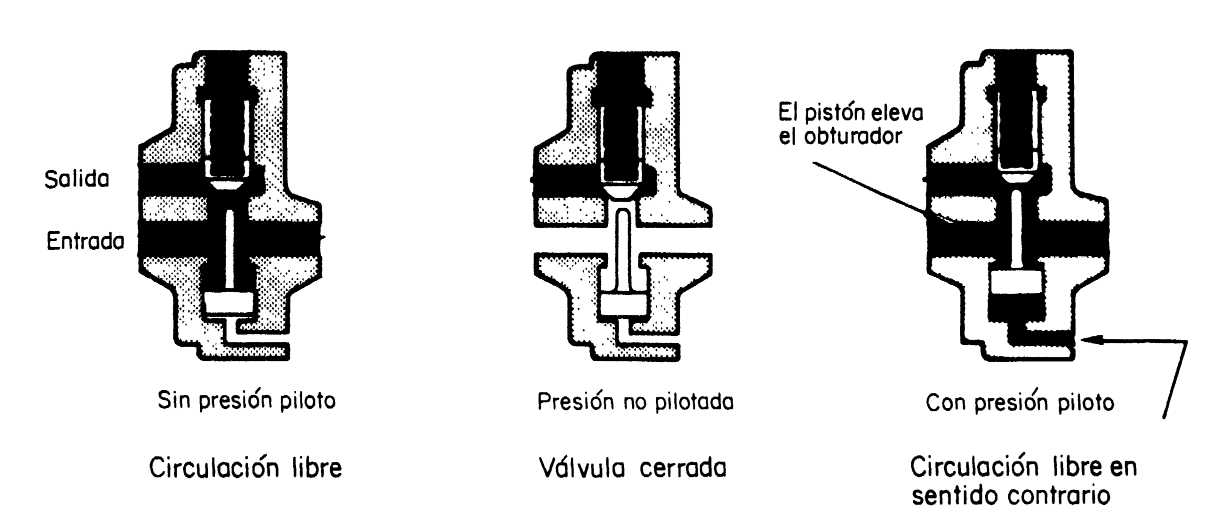



Figura 38 Válvula antirretorno pilotada (Ref. 1)

## 8.3 Válvula de Antirretorno Doble Pilotada

Es igual a la anterior pero doble. Se usa para fijar cilindros en una posición.

Entre la válvula y el cilindro, conviene utilizar válvulas de seguridad.

Ver funcionamiento en Figura 39.

Las líneas A y B vienen del distribuidor, las líneas C y D van al cilindro. Cuando el aceite entra por A, se abre la válvula antirretorno correspondiente, permitiendo que el aceite pase libremente a C. Al mismo tiempo, la presión en A actúa sobre el pistón central, empujándolo contra la válvula antirretorno de la cavidad contraria, abriéndola y permitiendo así el paso libre del aceite que viniendo del cilindro, entra por D y sale por B, en dirección al distribuidor.

# 9. LOS TANQUES

## 9.1 Tanque Hidráulico

El tanque de aceite es uno de los elementos importantes en un circuito hidráulico.

Por encima de todo, el tanque sirve para almacenar el aceite del circuito, limpio, pero además tiene otras funciones como son:

- permitir la decantación de partículas sólidas arrastradas por el aceite;
- permitir la separación del aire emulsionado en el aceite;
- permitir el enfriamiento del aceite.

El volumen del tanque debe ser mayor de 2,5 veces el caudal del aceite que circule por la instalación. En caso de utilizar refrigerador de aceite la proporción puede ser hasta 1:1 dependiente de la capacidad de enfriador.

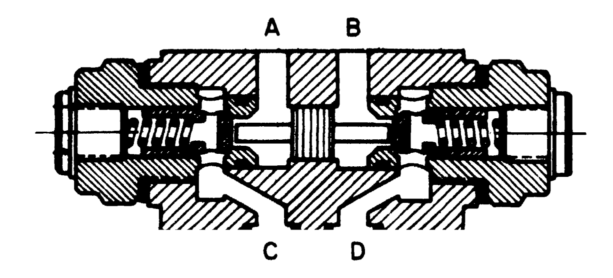



Figura 39 Válvula antirretorno doble, pilotada

Se debe dejar un espacio entre el nivel superior del aceite y la parte superior del tanque que dependerá de la cantidad de cilindros hidráulicos que se utilicen a bordo, o más bien de su capacidad.

El tanque se construye de chapa de acero laminada en frío, plegada y soldada. Se coloca a bordo, normalmente en la sala de máquinas, atornillado a un mamparo. Se debe permitir la libre circulación de aire por sus seis caras. La superior tiene una o más tapas para permitir el acceso al interior con el objeto de limpiar el fondo cuando sea necesario. En el fondo tendrá un orificio con un tapón roscado para vaciado.

Ver Figura 40.

Por la cara frontal y bien visible, tiene un nivel de aceite.

El orificio de llenado está en la parte superior y tiene un tamiz para impedir la entrada de impurezas pero debe permitir respirar al tanque.

En el interior se coloca un deflector de manera que el aceite que llega del retorno sea obligado a pasar por encima de él, para facilitar la separación de las burbujas de aire contenidas en él. En su parte inferior deberá estar separado del fondo unos 2 o 3 cm.

En los tanques pequeños es fácil llegar hasta el fondo para proceder a su limpieza. En los tanques de gran tamaño se suele situar una tapa cerca del fondo para facilitar el acceso cuando sea necesario limpiarlo.

La tubería de aspiración llevará un filtro de succión que deberá quedar por lo menos 20 cm por debajo del nivel mínimo de aceite. Al mismo tiempo deberá estar separado del fondo, un mínimo de 5 cm.

La distancia del tanque a la bomba deberá ser lo más corta posible. En caso de necesidad cuando la distancia sea grande (más de tres metros) habrá que compensar la distancia, aumentando el diámetro de tubería de succión.

Los racores y tubos entre tanque y bomba deberán tener un mínimo de uniones y soldaduras para evitar la entrada de aire.

El tubo de retorno del circuito debe penetrar en el aceite hasta una distancia del fondo de tres veces el diámetro del tubo. Este estará cortado en inglete a $45^{o}$ y será dirigido contra la pared del tanque que esté más alejada del filtro de succión para permitir la máxima refrigeración y aireación.

Los tanques deben ser limpiados totalmente una vez al año y más frecuentemente en los barcos que trabajan en zonas tropicales donde la condensación es muy alta. En este último caso conviene vigilar periódicamente el fondo por medio del tapón de vaciado. También es conveniente pintar el interior del tanque con pintura especial, resistente al aceite caliente.

Cada dos años se debe analizar el aceite para saber si ha perdido propiedades, en cuyo caso deberá ser sustituido.

Si el aceite ha sido sometido a altas temperaturas frecuentemente, habrá perdido viscosidad, por lo que tendremos un rendimiento más bajo en los elementos hidráulicos, así como una lubrificación más deficiente que cuando el aceite se encontraba en óptimas condiciones. Al mismo

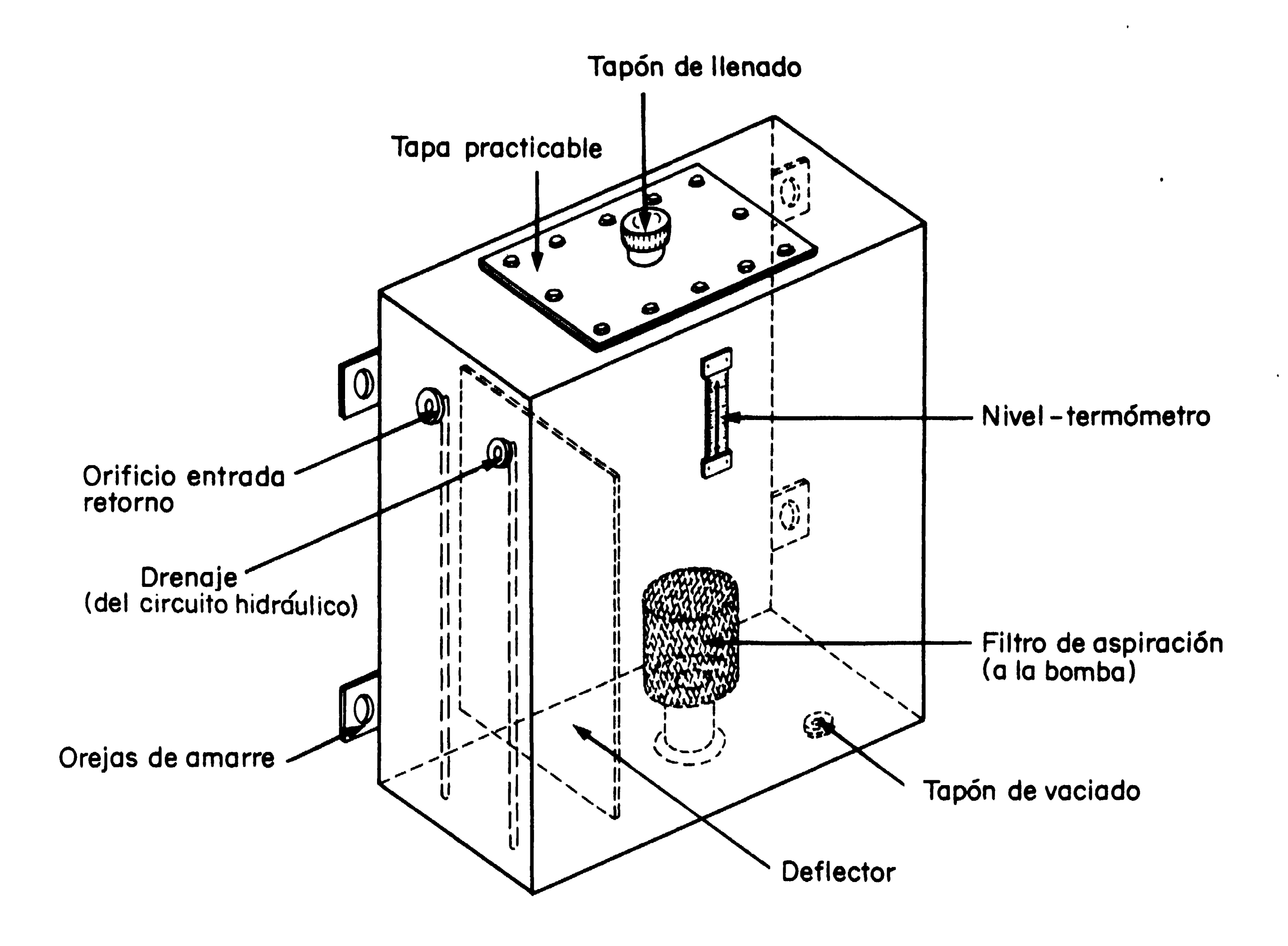



Figura 40 Tanque hidráulico (uso naval)

tiempo, por la misma razón, puede haberse oxidado, en este caso los productos resultantes de la oxidación, que son insolubles, taponarán los filtros y los orificios de las válvulas. También habrá que vigilar la acidez del aceite y la cantidad de agua emulsionada en él.

Cuando no se dispone de un laboratorio para analizar el aceite se puede realizar una inspección visual comparando el aceite del tanque con aceite nuevo. El cambio de color acusado (tostado) y la presencia de impurezas de color negro indican que aceite y filtros deben ser sustituidos.

## 9.2 Enfriamiento y Calentamiento

### 9.2.1 Enfriamiento

En un circuito hidráulico, el aceite se calienta por rozamiento. En potencias pequeñas, el volumen de aceite del tanque es suficiente para asegurar su enfriamiento. Por encima de 70 CV, suele ser necesario instalar un intercambiador de calor o enfriador.

La temperatura máxima de utilización de aceite es de 70°C pero la temperatura de trabajo normal es de 50°C a 60°C.

El intercambiador de calor en un barco utiliza agua de mar para enfriar el aceite.

Como el circuito hidráulico trabaja esporádicamente, se utiliza una bomba del servicio de abordo para alimentar el enfriador.

9.2.2 Calentamiento

Para trabajar en mares fríos, existen aceites resistentes a la congelacíon y como el tanque se encuentra en la sala de máquinas, a una temperatura de 20° a 30°, no existe problema.

Pero en el caso de que un pesquero que quiera cambiar su zona de pesca a una región fría y tenga tanque y bomba en el exterior, tendrá que prever un sistema de calentamiento.

El calentamiento puede ser realizado por medio de un intercambiador de calor instalado en el circuito, por el que se hace circular el aceite frío y el agua caliente o también introduciendo tubos de agua caliente en el tanque.

10. FILTROS DE SUCCION, FILTROS DE RETORNO Y RESPIROS

La mayoría de las averías que sufren los circuitos hidráulicos son debidas al mal estado del aceite (pérdida de viscosidad, oxidación, emulsión, etc.).

Las impurezas contenidas en el aceite producen un desgaste excesivo en las piezas móviles del circuito, provocando averías y acortando la vida útil de los componentes.

Las impurezas son de dos tipos:

- abrasivas, tales como arenas, rebarbas, pequeñas partículas metálicas y cascarillas de soldadura;

- no abrasivas, tales como los sedimentos procedentes de la oxidación del aceite, partículas de pintura y trozos de goma de las juntas y tubos.

Las materias abrasivas gastan las piezas móviles y hacen aumentar los drenajes internos, reduciéndose así el rendimiento del sistema, a veces provocan averías.

Las materias no abrasivas se introducen en los orificios de pilotaje internos de las válvulas y las inutilizan.

La unidad de medida adoptada para designar el grado del filtrado de un filtro es el micrón o micra que equivale a una milésima de milímetro.

Con el objeto de eliminar las impurezas se utilizan los filtros y los tapones magnéticos.

Los filtros se instalan en línea en las tuberías de salida y entrada del tanque y los tapones magnéticos se instalan en el fondo del tanque para retener las partículas metálicas por atracción. Cuando se utilizan bombas y motores de engranajes y paletas el filtrado en el retorno debe ser de 25 micras. Cuando las bombas y motores son de pistones axiales, el filtrado de retorno deberá ser de 10 micras.

En la elección de un filtro es necesario tener en cuenta varios factores, que son:

- su localización en el circuito,
- la importancia de la pérdida de carga que provoca,
- el caudal de aceite que debe filtrar,
- el grado de filtración,
- la necesidad de instalar tapones magnéticos en el interior del filtro.

10.1 Pérdidas de Carga

Cuando un líquido circula por una conducción experimenta una pérdida de carga de energía, o simplificando "pérdida de carga", debido al rozamiento de las moléculas del mismo entre sí y con las paredes de la conducción. Si ésta es horizontal y de sección constante, dicha pérdida de carga se reduce a una pérdida de presión a medida que el fluido avanza en la conducción.

Esta pérdida es progresiva y proporcional a la longitud de la conducción y por ello se denomina pérdida de carga lineal.



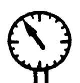


Figura 41 Pérdida de carga

Nótese que la aparición de pérdidas de carga está ligada a la circulación de un caudal, por tanto, al cesar el caudal, desaparece la pérdida de carga.

10.2 Localización de los Filtros en el Circuito

- En la Aspiración de la Bomba

  Es necesario instalar un filtro dentro del tanque para proteger la bomba. Este filtro es relativamente barato y de construcción elemental, puesto que no está sometido a presión. Debe ser de malla gruesa, 100 micras, para permitir el paso del aceite, pero no de partículas metálicas de gran tamaño. Deberá ser seleccionado de tamaño suficientemente grande que permita el paso del caudal necesario para la bomba sin pérdidas de carga que la harían cavitar.

  Es importante limpiar y revisar la malla de este filtro cada vez que se inspeccione el tanque (ver Figura 42).

- En la Tubería de Retorno al Tanque

  Esta localización permite aceptar una pérdida de carga mayor que en el caso anterior. La pérdida puede alcanzar 5 bar y es en ese momento cuando abre la válvula antirretorno instalada en el filtro. Al abrirse la válvula permite el paso del aceite directo al tanque, cuando el filtro no es capaz de filtrar todo el aceite que le llega del circuito (ver Figuras 44 y 45).

- En el Circuito de Presión

  Sólo cuando alguno de los elementos del circuito necesita filtrado especial se puede proteger con un filtro de este tipo, pero su valor es tan elevado que lo hace prohibitivo. Estos filtros no se usan en aplicaciones navales.

10.3 Pérdidas de Carga en el Filtro

Las impurezas se van acumulando en el cartucho filtrante y al cabo de un tiempo el aceite, en vez de ser filtrado, pasa al tanque por el by-pass del filtro. En este caso la pérdida de carga será equivalente a la tensión del resorte de la válvula antirretorno del by-pass. Este resorte tiene diferentes tarados, entre 1 y 5 bar, dependiendo del fabricante y del modelo de filtro. Algunos filtros tienen un indicador de pérdida de carga. Lo conveniente es cambiar el cartucho filtrante cada 6 meses.

10.4 Tamaño del Filtro

La pérdida de carga en un filtro es directamente proporcional al caudal y a la viscosidad del líquido filtrado.

Por una parte cuando el aceite comienza a ser bombeado está frío y pasa con más dificultad a través del filtro, pero al cabo de un tiempo ya caliente, disminuye de viscosidad y atraviesa el filtro con más facilidad.

El filtro deberá ser seleccionado para el caudal de la bomba de acuerdo con las curvas de pérdida de carga, proporcionadas por el fabricante.

10.5 Grado de Filtración

Tendrá que ser seleccionado de acuerdo con las normas dadas por los fabricantes de los diferentes componentes del equipo hidráulico.

10.6 Presencia de Tapones Magnéticos

Paralelamente a la acción de los filtros podemos instalar cuerpos magnéticos dentro del tanque, los cuales se presentan en forma de tapones de vaciado, imanes suspendidos dentro del tanque o placas localizadas lateralmente y en el fondo.

10.7 Filtros de Aspiración

La Figura 42 representa un filtro de aspiración, el cual se compone de una tela metálica fina, enrollada alrededor de un chasis metálico. Estos filtros aseguran un filtrado del orden de 300 a 100 micras y su pérdida de carga es muy baja, siempre que el filtro esté bien dimensionado.

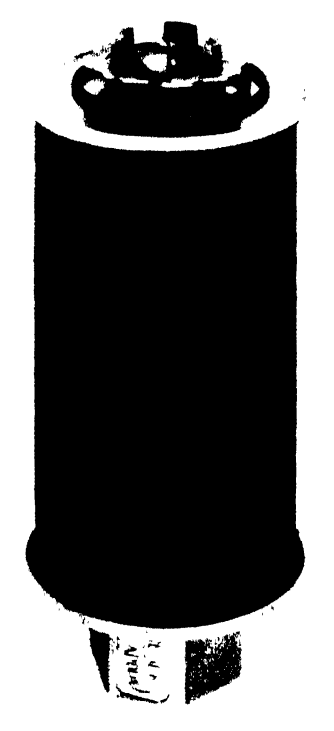


Figura 42 Filtro de aspiración (Ref. 7)

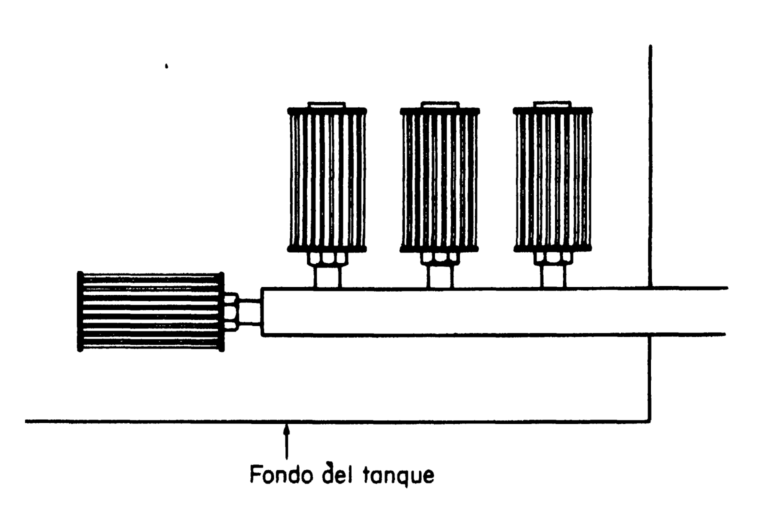



Figura 43 Filtros de aspiración en batería

Al proyectar la instalación, si por tamaño disponible o por la forma del tanque tuviéramos que usar más de un filtro, procederemos como se indica en la Figura 43 para instalarlos en batería.

El filtro de aspiración necesita ser limpiado de vez en cuando, por eso al colocarlo sólo se aprieta con la mano.

Estos filtros deben ser siempre utilizados conjuntamente con otros más eficaces, como son los de retorno, de los que hablaremos a continuación.

10.8 Filtro de Retorno

Este aparato está concebido especialmente para ser instalado en las tuberías de retorno del aceite al tanque (ver Figuras 44 y 45). Comprende una cabeza de fundición con los orificios de entrada y salida y la válvula antirretorno de by-pass con su resorte. En la parte inferior de la cabeza existe un resalte cónico donde encaja el cartucho filtrante que es comprimido por un resorte y éste a su vez por el cuerpo del filtro o campana que se amarra a la cabeza con un tornillo. La estanqueidad de las cámaras se realiza por medio de juntas tóricas.

Cuando la cantidad de aceite es normal, pasa a través del cartucho filtrante. Cuando es demasiada una parte, pasa a través del by-pass.

Algunos filtros están provistos de un manómetro que va indicando el aumento de presión a medida que el filtro se ensucia. Cuando el manómetro marca 5 kgf por centimétro cuadrado el cartucho debe ser sustituido (ver Figuras 44 y 45).

El cartucho está fabricado con dos hojas de papel filtrante, plegadas en forma de acordeón.

Es muy similar al cartucho del filtro del aceite del motor principal.

Como ya hemos indicado anteriormente, conviene cambiar el cartucho cada seis meses, dependiendo lógicamente de su mayor o menor utilización. Este dato está calculado teniendo en cuenta una utilización diaria del circuito hidráulico de unas tres horas en total.

10.9 Filtro de Aspiración Exterior

Se utiliza algunas veces para proporcionar una protección adicional a los elementos hidráulicos de la instalación. Se sitúa en la línea de aspiración entre el tanque y la bomba.

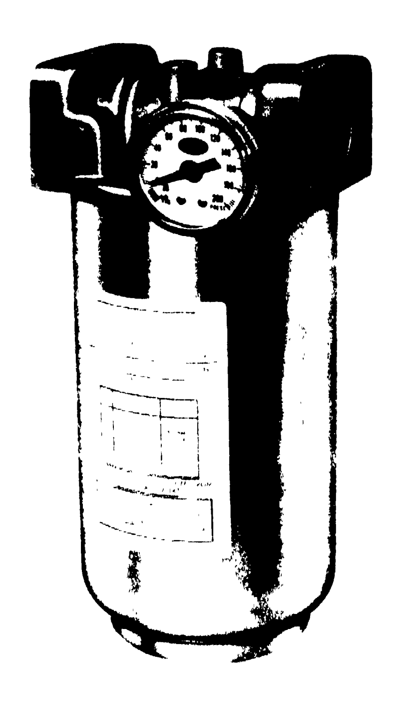


Figura 44  Filtro de retorno (Ref. 7)

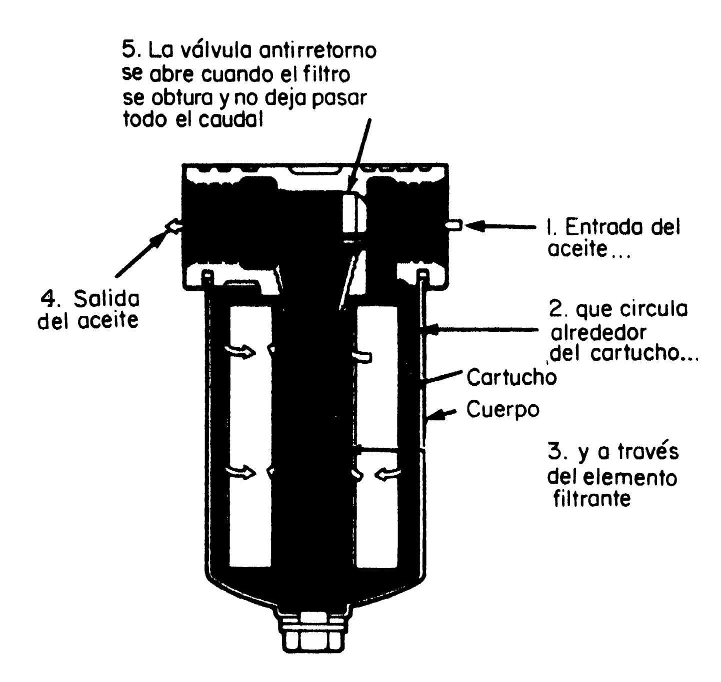



Figura 45  Filtro de retorno (Ref. 1)

El filtro de aspiración exterior es generalmente igual que el de retorno pero tiene que tener una pérdida de carga mínima para evitar la cavitación de la bomba; lo que se consigue aumentando el tamaño hasta que el paso de aceite se realice sin apenas pérdida de carga.

Esto significa una mayor protección inicial de los elementos hidráulicos del circuito a costa de un precio más elevado.

Una vez que el circuito ha sido puesto en marcha, la función del filtro de aspiración exterior desaparece, pues una vez limpio el circuito, el filtro de retorno es suficiente (ver Figura 46).



Figura 46  Filtro de aspiración exterior (Ref. 7)

10.10 Refrigeradores de Aceite

Son refrigeradores tubulares iguales a los que se emplean en casi todos los barcos para refrigerar el aceite de la caja reductora-inversora o también el agua de refrigeración del motor principal cuando ésta se realiza por medio de agua dulce en circuito cerrado.

En este caso el agua pasa por los tubos y el aceite por el exterior, en sentido contrario al de circulación del agua.

Este elemento puede usarse eventualmente, como calentador de aceite, en zonas frías, haciendo circular agua caliente por los tubos que suele ser normalmente la que sale del circuito de refrigeración del motor.

El refrigerador de aceite en un barco tiene que estar preparado para trabajar con agua de mar y deberá tener los tubos de cuproniquel. Asimismo deberá ir provisto de ánodos de cinc en su interior que deberán ser repuestos periódicamente (ver Figura 47).

11. TUBERIAS

En una instalación hidráulica, el aceite circula entre los diferentes componentes, dentro de tubos.

Los tubos pueden ser rígidos o flexibles.

Las uniones entre tubos y entre los tubos y los aparatos se realizan por medio de racores.

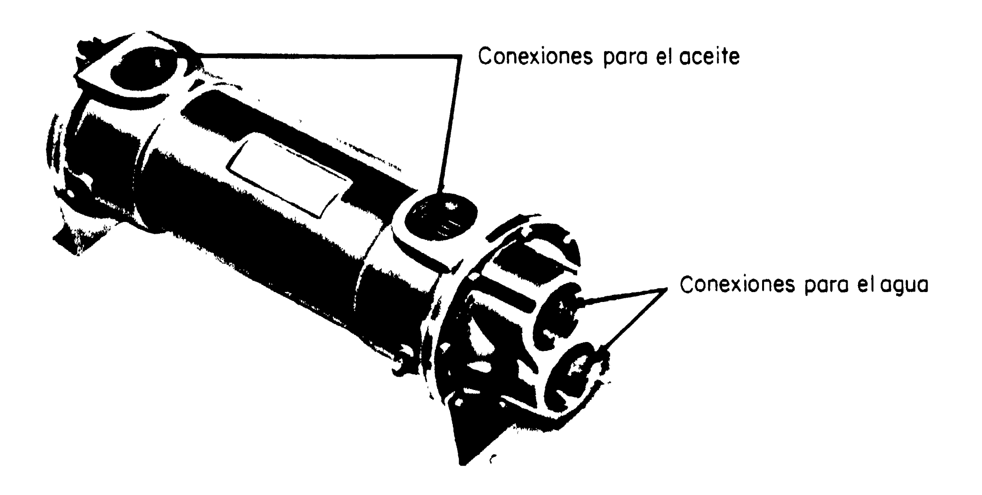



Figura 47 Refrigerador de aceite (Ref. 1)

11.1 Tubos Rígidos

Los puntos esenciales a considerar cuando se trata de elegir tubos y racores son: material, diámetro interior y espesor de la pared, de acuerdo todos ellos con el caudal y la presión de aceite que vamos a utilizar.

Podemos utilizar tubos y racores de metales o aleaciones diversas, tales como acero, fundición, inoxidable, bronce, cobre, etc., cada uno de ellos tiene sus ventajas e inconvenientes.

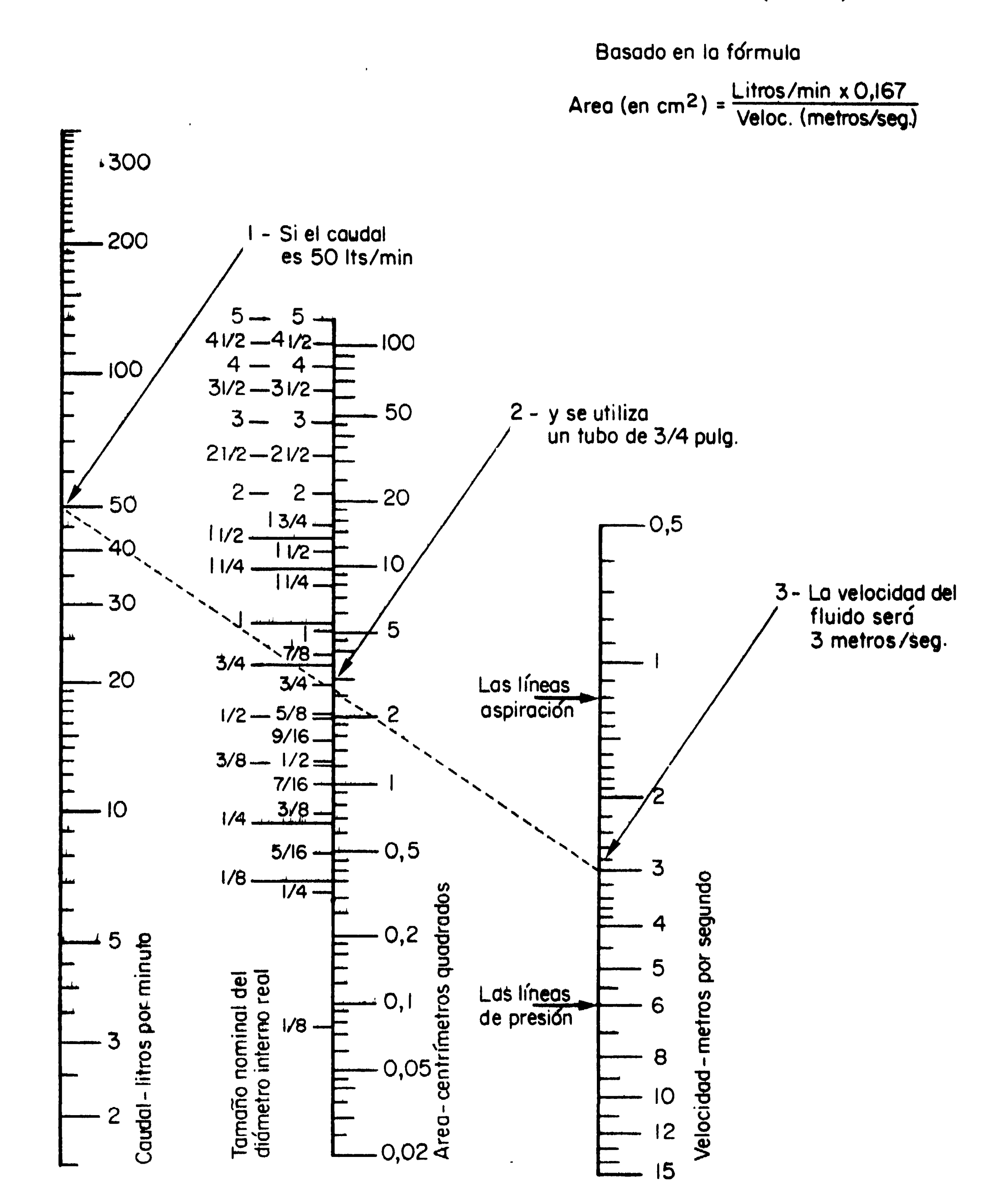
Se recomienda, de manera general, utilizar tubos de acero estirado en frío, sin soldadura. Los racores son casi siempre de acero.

En las instalaciones de abordo, los tubos deberán tener siempre 1 mm más de espesor de pared que el que se utilizaría en una instalación de tierra. Este milímetro es para compensar la corrosión. También deberán pintarse con pintura anticorrosiva y mantenerse pintados.

En el Cuadro 4 aparece un ábaco con el que se puede calcular el diámetro interior del tubo con la ayuda de una regla. Con solo unir la cifra de caudal en litros/minuto de la primera línea con la velocidad en metros/segundo de la tercera, tendremos el diámetro interior del tubo en pulgadas en línea central.

Cuadro 4

**Tabla para seleccionar el diámetro interior de una tubería (Ref. 1)**




Calcularemos el diámetro interior de los tubos de acuerdo con el caudal máximo que deberá pasar por ellos, de manera que las pérdidas de carga sean mínimas. Si el diámetro fuese muy pequeño produciría una turbulencia en el aceite con la consiguiente pérdida de carga y correspondiente calentamiento. Calcularemos el espesor de pared de acuerdo con la presión de trabajo. Se recomienda seleccionar la pared del tubo con un margen de seguridad de 5, es decir, que para un tubo dado cuya presión de trabajo sea N, la presión de rotura será al menos 5N. Para los tubos flexibles se aplica la misma regla.

Los tubos rígidos se presentan en el mercado en medidas métricas y son llamados tubos milimétricos o bien en medidas inglesas y a veces son llamados tubos/gas.

Actualmente, la calidad de los materiales que se usan para la fabricación de los tubos flexibles es suficientemente buena, siempre que las marcas sean conocidas; aunque se está dando el caso curioso de que fábricas de primera línea están fabricando tubos en los cuales insertan el nombre del cliente, juntamente con la denominación de tipo y calidad según norma.

Algunas marcas conocidas de tubos flexibles son: Dunlop, Aeroquip, Pirelli, Good Year, etc.

Tubos Flexibles de Mangueras para Alta y muy Alta Presión

Existe una amplia gama de marcas y calidades de tubos flexibles disponibles en el mercado.

Ante la imposibilidad de dar aquí una referencia exacta de cada uno de ellos, nos limitamos a incluir a continuación los tres tipos de mangueras más comunmente utilizados en las instalaciones hidráulicas, siendo usados, el tipo SAE-100R1A-R1T para retornos, el tipo SAE-100R2A y R9 R para altas presiones, dependiendo del diámetro y el tipo SAE-100R10 para muy altas presiones.

Téngase en cuenta que la manguera SAE-100R1A admite racores reutilizables hasta el máximo diámetro. La manguera SAE-100-R2 A admite racores reutilizables hasta aproximadamente una pulgada de diámetro. De ahí en adelante, incluyendo todas las medidas de la manguera SAE-100-R10, deberán utilizar racores prensados.

Normalmente los tubos flexibles están constituidos por diferentes capas, colocadas de la siguiente manera:

Primera - Una capa interior de neopreno o nitrilo resistente a aceites minerales e hidrocarburos. Temperaturas de trabajo máxima y mínima $+120^{o}$ y $-40^{o}$.

Segunda - Un trenzado de algodón.

Tercera - Una o varias capas de hilo de acero de alta resistencia, aislados entre ellos por camas de neopreno.

Cuarta - Cubierta exterior de neopreno negro resistente a la abrasión.

(Ver Figura 49).

Manguera para Drenajes

Dado que los drenajes siempre deben ser dirigidos directamente al tanque, sin contra-presión ninguna en el circuito, la presión de trabajo nunca puede ser superior a 2 kgf/cm² o cerca de 2 bar.

Para este tipo de utilización existe en el mercado una manguera que recibe diferentes denominaciones según el fabricante, pero que básicamente consta de una capa de neopreno interior, un trenzado de algodón intermedio y una capa de neopreno exterior.

Los racores para esta manguera son abocados a presión manual y sujetos a la manguera por medio de una abrazadera de tipo normal (ver Figura 50).

Cuando no existe problema de calentamiento ni de roce, y el tubo queda protegido, se puede llegar a usar plástico, pero no es recomendable.

Racores de Manguera Hidráulica

Las mangueras son conectadas a los aparatos o a los otros tubos con la ayuda de racores sólidamente fijados en sus extremos. Estos racores pueden ser:

- racores recuperables,
- racores prensados.

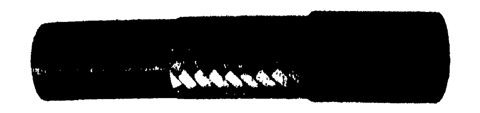
- Racores Recuperables o Reusables

Como su nombre indica pueden ser montados y desmontados de las puntas de manguera y vueltos a utilizar. Tienen además otra ventaja y es que pueden ser colocados con sólo herramientas normales. Su precio es más elevado que el de los racores prensados.

Su desventaja es que sólo sirven para dimensiones pequeñas y para mangueras de dos trenzados de acero como máximo.

Suelen solucionar problemas a bordo pero es siempre más conveniente tener repuestos de los latiguillos existentes a bordo, montados con casquillos de prensar. Realmente en un barco de pesca, de pequeño tamaño, nunca hay un gran número de latiguillos diferentes.

## MANGUERA SAE - 100R1A



| REFERENCIA DE LA MANGUERA | | RIA03 | RIA04 | RIA05 | RIA06 | RIA08 | RIA10 | RIA12 | RIA16 | RIA20 | RIA24 | RIA32 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| DIAMETRO MEDIO INTERIOR | in<br>mm | 3/16<br>4,8 | 1/4<br>6,4 | 5/16<br>7,9 | 3/8<br>9,5 | 1/2<br>12,7 | 5/8<br>15,9 | 3/4<br>19,0 | 1<br>25,4 | 1 1/4<br>31,8 | 1 1/2<br>38,1 | 2<br>50,8 |
| DIAMETRO MEDIO CON EL TRENZADO METALICO | mm | 9,51 | 11,11 | 12,70 | 15,08 | 18,26 | 21,43 | 25,40 | 33,34 | 40,48 | 46,83 | 60,32 |
| DIAMETRO MEDIO CON LA ENVOLVENTE | mm | 12,70 | 15,87 | 17,46 | 19,84 | 23,02 | 26,19 | 30,16 | 38,10 | 46,04 | 52,39 | 66,67 |
| PRESION OPERANTE MAXIMA | kg/cm² | 207 | 190 | 172 | 155 | 136 | 103 | 86 | 69 | 43 | 34 | 26 |
| PRESION DE ESTALLIDO MINIMA | kg/cm² | 828 | 759 | 690 | 621 | 552 | 414 | 345 | 276 | 172 | 138 | 103 |
| PRESION DE ESTALLIDO ACTUAL MEDIA | kg/cm² | 1121 | 931 | 861 | 776 | 707 | 552 | 535 | 414 | 241 | 172 | 121 |
| MINIMO RADIO DE CURVATURA | mm | 90 | 100 | 110 | 130 | 180 | 200 | 240 | 300 | 420 | 500 | 630 |
| PESO APROXIMADO | kg/100m | 20 | 30 | 35 | 45 | 55 | 70 | 85 | 125 | 160 | 190 | 265 |

Manguera de alambre trenzado, con tubo de goma sintético resistente al aceite, sin costura, está reforzado con una trenza de alambre de acero de alta resistencia a la tensión y protegido con una cubierta de goma sintética resistente al aceite y al tiempo

Gama de temperatura (-40° a + 135°C)

## MANGUERA SAE - 100R1T



| REFERENCIA DE LA MANGUERA | | RIT03 | RIT04 | RIT05 | RIT06 | RIT08 | RIT10 | RIT12 | RIT16 | RIT20 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| DIAMETRO MEDIO INTERIOR | in<br>mm | 3/16<br>4,8 | 1/4<br>6,4 | 5/16<br>7,9 | 3/8<br>9,5 | 1/2<br>12,7 | 5/8<br>15,9 | 3/4<br>19,0 | 1<br>25,4 | 1 1/4<br>31,8 |
| DIAMETRO MEDIO CON LA ENVOLVENTE | mm | 12,5 | 14,1 | 15,7 | 18,1 | 21,5 | 24,7 | 28,6 | 36,6 | 44,6 |
| PRESION OPERANTE MAXIMA | kg/cm² | 207 | 190 | 172 | 155 | 136 | 103 | 86 | 69 | 43 |
| PRESION DE ESTALLIDO MINIMA | kg/cm² | 828 | 759 | 690 | 621 | 552 | 414 | 345 | 276 | 172 |
| PRESION DE ESTALLIDO ACTUAL MEDIA | kg/cm² | 1121 | 931 | 931 | 776 | 707 | 552 | 535 | 414 | 241 |
| MINIMO RADIO DE CURVATURA | mm | 90 | 100 | 110 | 130 | 180 | 200 | 240 | 300 | 420 |
| PESO APROXIMADO | kg/100m | 20 | 25 | 30 | 35 | 45 | 55 | 70 | 105 | 140 |

Estas mangueras son de la misma construcción que las del modelo A, excepto que tienen una cubierta más delgada, diseñada para utilizar con acoplamientos que no requieren, pelar la goma exterior, introduciendo directamente el casquillo.

Gama de temperatura (-40° a + 135°C).

## MANGUERA - SAE 100R2A



| REFERENCIA DE LA MANGUERA | | R2A03 | R2A04 | R2A05 | R2A06 | R2A08 | R2A10 | R2A12 | R2A16 | R2A20 | R2A24 | R2A32 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| DIAMETRO MEDIO INTERIOR | in<br>mm | 3/16<br>4,8 | 1/4<br>6,4 | 5/16<br>7,9 | 3/8<br>9,5 | 1/2<br>12,7 | 5/8<br>15,9 | 3/4<br>19,0 | 1<br>25,4 | 1 1/4<br>31,8 | 1 1/2<br>38,1 | 2<br>50,8 |
| DIAMETRO MEDIO CON EL TRENZADO METALICO | mm | 11,11 | 12,70 | 14,29 | 16,67 | 19,84 | 23,02 | 26,99 | 34,92 | 44,45 | 50,80 | 65,50 |
| DIAMETRO MEDIO CON LA ENVOLVENTE | mm | 15,87 | 17,46 | 19,05 | 21,43 | 24,61 | 27,78 | 31,75 | 39,69 | 50,80 | 57,15 | 69,85 |
| PRESION OPERANTE MAXIMA | kg/cm² | 345 | 345 | 293 | 276 | 241 | 190 | 155 | 138 | 112 | 86 | 78 |
| PRESION DE ESTALLIDO MINIMA | kg/cm² | 1380 | 1380 | 1173 | 1104 | 966 | 759 | 621 | 552 | 449 | 345 | 310 |
| PRESION DE ESTALLIDO ACTUAL MEDIA | kg/cm² | 1759 | 1690 | 1656 | 1380 | 1173 | 966 | 897 | 655 | 552 | 449 | 324 |
| MINIMO RADIO DE CURVATURA | mm | 90 | 100 | 110 | 130 | 180 | 200 | 240 | 300 | 420 | 500 | 640 |
| PESO APROXIMADO | kg/100m | 45 | 50 | 55 | 70 | 85 | 100 | 125 | 170 | 265 | 300 | 355 |

Manguera de alambre trenzado, con tubo de goma sintético resistente al aceite, sin costura, está reforzado con dos trenzas de alambre de acero de alta resistencia a la tensión y protegido con una cubierta de goma sintética resistente al aceite y al tiempo.

Gama de temperatura (-40°C a + 135°C)

## MANGUERA SAE - 100R2T

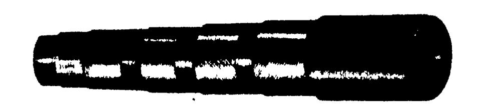


| REFERENCIA DE LA MANGUERA | | R2AT03 | R2AT04 | R2AT05 | R2AT06 | R2AT08 | R2AT10 | R2AT12 | R2AT16 | R2AT20 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| DIAMETRO MEDIO INTERIOR | in<br>mm | 3/16<br>4,8 | 1/4<br>6,4 | 5/16<br>7,9 | 3/8<br>9,5 | 1/2<br>12,7 | 5/8<br>15,9 | 3/4<br>19,0 | 1<br>25,4 | 1 1/4<br>31,8 |
| DIAMETRO MEDIO CON LA ENVOLVENTE | mm | 14,2 | 15,7 | 17,3 | 19,7 | 23,1 | 26,3 | 30,2 | 38,9 | 49,6 |
| PRESION OPERANTE MAXIMA | kg/cm² | 345 | 345 | 293 | 276 | 241 | 190 | 155 | 138 | 112 |
| PRESION DE ESTALLIDO MINIMA | kg/cm² | 1380 | 1380 | 1173 | 1104 | 966 | 759 | 621 | 552 | 449 |
| PRESION DE ESTALLIDO ACTUAL MEDIA | kg/cm² | 1759 | 1690 | 1656 | 1380 | 1173 | 966 | 897 | 655 | 552 |
| MINIMO RADIO DE CURVATURA | mm | 90 | 100 | 110 | 130 | 180 | 200 | 240 | 300 | 420 |
| PESO APROXIMADO | kg/100m | 36 | 40 | 48 | 59 | 71 | 88 | 108 | 157 | 236 |

Estas mangueras son de la misma construcción que las del modelo A, excepto que tienen una cubierta más delgada, diseñada para utilizar con acoplamientos que no requieren, pelar la goma exterior, introduciendo directamente el casquillo.

Gama de temperatura (-40° a + 135°C)

## MANGUERA - SERIE R-10 (SAE 100 R9)



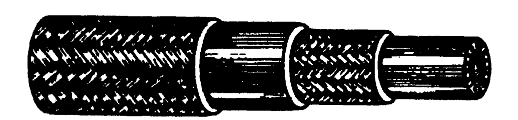
Esta manguera hidráulica de alambre reforzado en espiral, que se adapta dimensionalmente a las especificaciones de la SAE 100R10, consiste en un tubo o revestimiento de goma sintética sin soldadura resistente al aceite, reforzado por capas de hojas de alambre de acero, de alta resistencia tensora, que están enrolladas una sobre otra en direcciones alternativas y protegidas por una cubierta de goma sintética resistente al tiempo atmosférico y al aceite.

Adecuada para utilizar con fluidos hidráulicos basados en agua y petróleo y temperaturas operantes dentro de la gama de -40°C a + 93°C, deberá tomarse nota de que temperaturas que sobrepasen estos límites pueden reducir considerablemente la vida de la manguera

| REFERENCIA DE LA MANGUERA | | R1012 | R1016 | R1020 |
|---|---|---|---|---|
| DIAMETRO MEDIO INTERIOR | in<br>mm | 3/4<br>19,00 | 1<br>25,40 | 1 1/4<br>31,8 |
| DIAMETRO MEDIO CON EL TRENZADO METALICO | mm | 32,50 | 40,80 | 47,20 |
| DIAMETRO MEDIO CON LA ENVOLVENTE | mm | 36,60 | 44,50 | 50,80 |
| PRESION DE TRABAJO | kg/cm² | 345 | 276 | 207 |
| MINIMA PRESION DE ESTALLIDO | kg/cm² | 1380 | 1103 | 828 |
| RADIO MINIMO DE CURVATURA (DOBLADO) | mm | 279 | 356 | 457 |
| PESO APROXIMADO | kg/100m | 213 | 273 | 326 |

Figura 49 Mangueras de presión (Ref. 9)

| TUERCA Y CONO 60° | | TUERCA Y PIEZA PLANA | | ESPIGA DIN 2353 | |
|---|---|---|---|---|---|
| M | R | M | R | d | l |
| 10 x 1 | 1/8 | 10 x 1 | 1/8 | 4 | 30 |
| 12 x 1,5 | 1/4 | 12 x 1,5 | 1/4 | 6 | 30 |
| 14 x 1,5 | 1/4 | 14 x 1,5 | 1/4 | 8 | 30 |
| 16 x 1,5 | 3/8 | 16 x 1,5 | 3/8 | 10 | 30 |
| 18 x 1,5 | 3/8 | 18 x 1,5 | 3/8 | 12 | 30 |



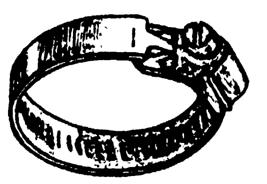


Figura 50 Tubería de drenaje y accesorios (Ref. 10)

En las páginas siguientes se incluyen una serie de algunos racores del tipo reusable que sirven como referencia para su utilización (ver Figura 51).

- Racores Prensados para Manguera Hidráulica

La única diferencia que existe entre el racor prensado y el reusable está en el casquillo envolvente, ya que la pieza interior es la misma. El casquillo para prensar es liso exteriormente y lleva estrías circulares paralelas en su interior a diferencia del reusable que tienen caras exagonales en el exterior y rosca en su interior. En la Figura 51 aparecen racores de las dos clases. Los de la izquierda de cada tipo son reusables y los de la derecha prensados.

Estos racores son más seguros y más baratos que los reutilizables pero necesitan una prensa especial para su fijación al extremo de la manguera (ver Figura 52). Esta prensa, de la cual existen muchas marcas y modelos, se puede adquirir a través de su proveedor habitual de material hidráulico.

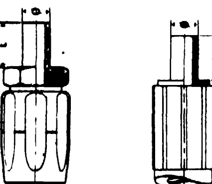
Bridas para Racores de Manguera

Hay racores tanto del tipo reusable como del tipo de encasquillar, que utilizan bridas en su sistema de fijación a los elementos hidráulicos de la instalación. Incluimos a continuación un cuadro de dichas bridas, para que sirva de referencia. Corresponden a los racores que aparecen en la parte inferior de la Figura 51.

## 11.3 Racores y Adaptadores

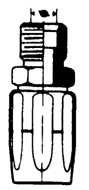
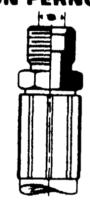
Las uniones entre las mangueras y los aparatos se efectúan por medio de racores y adaptadores. Es tal su variedad que para utilizarlos correctamente se necesita un estudio previo. Por tal motivo presentamos a continuación un Cuadro en el que aparecen las normas para identificar los tipos de rosca de los racores, Cuadro 6, y a continuación las Figuras 54, 55, y 56, en las que aparecen los adaptadores más usuales.

## ACOPLAMIENTOS PARA UNIONES HERMETICAS CON PERNO LISO



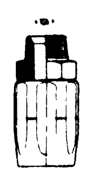
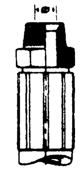
| Diamétro Interior de la Manguera | Caracteristicas del Perno | |
|---|---|---|
| | Dia mm | Largo mm |
| 3/16" | 6 | 17 |
| | 8 | 23 |
| | 10 | 23 |
| 1/4" | 6 | 25 |
| | 8 | 25 |
| | 10 | 25 |
| | 12 | 25 |
| 5/16" | 10 | 30 |
| | 12 | 30 |
| 3/8" | 10 | 30 |
| | 12 | 30 |
| | 13 25 | 22 |
| | 14 | 30 |
| | 15 | 30 |
| 1/2" | 15 | 34 |
| | 16 | 34 |
| | 16 75 | 24 |
| | 18 | 34 |
| 5/8" | 18 | 36 |
| | 20 | 36 |
| | 21,25 | 26 |
| 3/4" | 22 | 38 |
| | 25 | 38 |
| | 26,75 | 27 |
| 1" | 25 | 38 |
| | 28 | 40 |
| | 30 | 40 |
| | 33 5 | 27 |
| 1 1/4" | 35 | 43 |
| | 33 | 43 |
| 1 1/2" | 42 | 50 |

## ACOPLAMIENTOS TIPO MACHO FIJO PARA UNION HERMETICA CON PERNO LISO

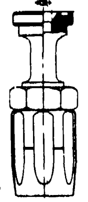
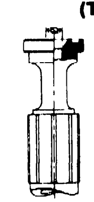
| Diamétro Interior de la Manguera | Rosca Métrica | Diamétro del Perno mm |
|---|---|---|
| 3/16" | 12 x 1 5 | 6 |
| | 14 x 1 5 | 8 |
| | 16 x 1 5 | 8 |
| 1/4" | 12 x 1 5 | 6 |
| | 14 x 1,5 | 8 |
| | 16 x 1 5 | 8 |
| | 16 x 1,5 | 10 |
| | 18 x 1,5 | 10 |
| 5/16" | 16 x 1,5 | 10 |
| | 18 x 1,5 | 12 |
| | 20 x 1,5 | 12 |
| 3/8" | 16 x 1,5 | 10 |
| | 18 x 1,5 | 10 |
| | 18 x 1 5 | 12 |
| | 20 x 1,5 | 12 |
| | 20 x 1 5 | 13 25 |
| | 20 x 1 5 | 14 |
| | 22 x 1,5 | 12 |
| | 22 x 1,5 | 14 |
| 1/2" | 22 x 1 5 | 15 |
| | 24 x 1,5 | 16 |
| | 24 x 1 5 | 16,75 |
| 5/8" | 26 x 1,5 | 18 |
| | 27 x 1 5 | 20 |
| | 30 x 1,5 | 21,25 |
| | 30 x 2 | 20 |
| 3/4" | 30 x 2 | 22 |
| | 33 x 1,5 | 25 |
| | 36 x 1,5 | 26,75 |
| | 36 x 2 | 25 |
| 1" | 36 x 1,5 | 28 |
| | 36 x 2 | 28 |
| | 39 x 1,5 | 30 |
| | 42 x 2 | 30 |
| | 45 x 1,5 | 33,5 |
| 1 1/4" | 45 x 2 | 35 |
| | 52 x 2 | 38 |
| 1.1/2" | 52 x 2 | 38 |

## MACHO FIJO ASIENTO CONCAVO CON ROSCA NPT

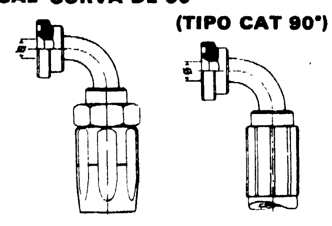
| Diamétro Interior de la Manguera | Rosca N P T |
|---|---|
| 3/16" | 1/8" |
| 1/4" | 1/4" |
| | 3/8" |
| 5/16" | 1/4" |
| | 3/8" |
| 3/8" | 3/8" |
| | 1/2" |
| 1/2" | 1/2" |
| 5/8" | 3/4" |
| 3/4" | 3/4" |
| | 1" |
| 7/8" | 1" |
| 1" | 1" |
| 1.1/8" | 1 1/4" |
| 1 1/4" | 1 1/4" |
| 1 3/8" | 1 1/2" |
| 1.1/2" | 1.1/2" |
| 1.13/16" | 2" |
| 2" | 2" |

## ACOPLAMIENTOS CON FLANGE SAE RECTO (TIPO CAT)

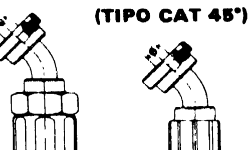
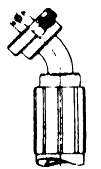
| Diamétro Interior de la Manguera | Caracteristicas del Flange | |
|---|---|---|
| | Ø Int Pulgadas | Ø Ext del Flange Pulgadas |
| 1/2" | 1/2" | 1 3/16" |
| | 3/4" | 1 1/2' |
| 3/4" | 3/4" | 1 1/2 |
| | 1" | 1 3/4' |
| 1" | 1" | 1 3/4" |
| | 1.1/4" | 2 |
| 1.1/4" | 1 1/4" | 2" |
| | 1.1/2" | 2 13/32" |
| 1.1/2" | 1.1/2" | 2 13/32" |
| | 2" | 2.53/64" |
| 2" | 2" | 2.53/64" |
| | 2.1/2" | 3 5/16' |

## ACOPLAMIENTOS CON FLANGE SAE CURVA DE 90° (TIPO CAT 90°)



| Diamétro Interior de la Manguera | Caracteristicas del Flange | |
|---|---|---|
| | Ø Int Pulgadas | Ø Ext. del Flange Pulgadas |
| 1/2" | 1/2" | 1 3/16 |
| | 3/4" | 1 1/2 |
| 3/4" | . 3/4" | 1 1/2' |
| | 1" | 1 3/4 |
| 1" | 1" | 1 3/4 |
| | 1.1/4" | 2 |
| 1.1/4" | 1 1/4" | 2 |
| | 1.1/2" | 2 13/32 |
| 1.1/2" | 1.1/2" | 2 13/32 |
| | 2" | 2 53/64' |
| 2" | 2" | 2 53/64" |
| | 2.1/2" | 3 5/16 |

## ACOPLAMIENTOS CON FLANGE SAE CURVA DE 45° (TIPO CAT 45°)

| Diamétro Interior de la Manguera | Caracteristicas del Flange | |
|---|---|---|
| | Ø Int Pulgadas | Ø Ext del Flange Pulgadas |
| 1/2" | 1/2" | 1 3/16 |
| | 3/4" | 1 1/2 |
| 3/4" | 3/4" | 1 1/2 |
| | 1" | 1 3/4 |
| 1" | 1" | 1 3/4 |
| | 1.1/4" | 2' |
| 1 1/4" | 1.1/4" | 2 |
| | 1.1/2" | 2 13/32 |
| 1 1/2" | 1.1/2" | 2 13/32 |
| | 2" | 2 53/64' |
| 2" | 2" | 2 53/64' |
| | 2 1/2" | 3.5/16 |

Figura 51 Racores reusables y prensables para manguera

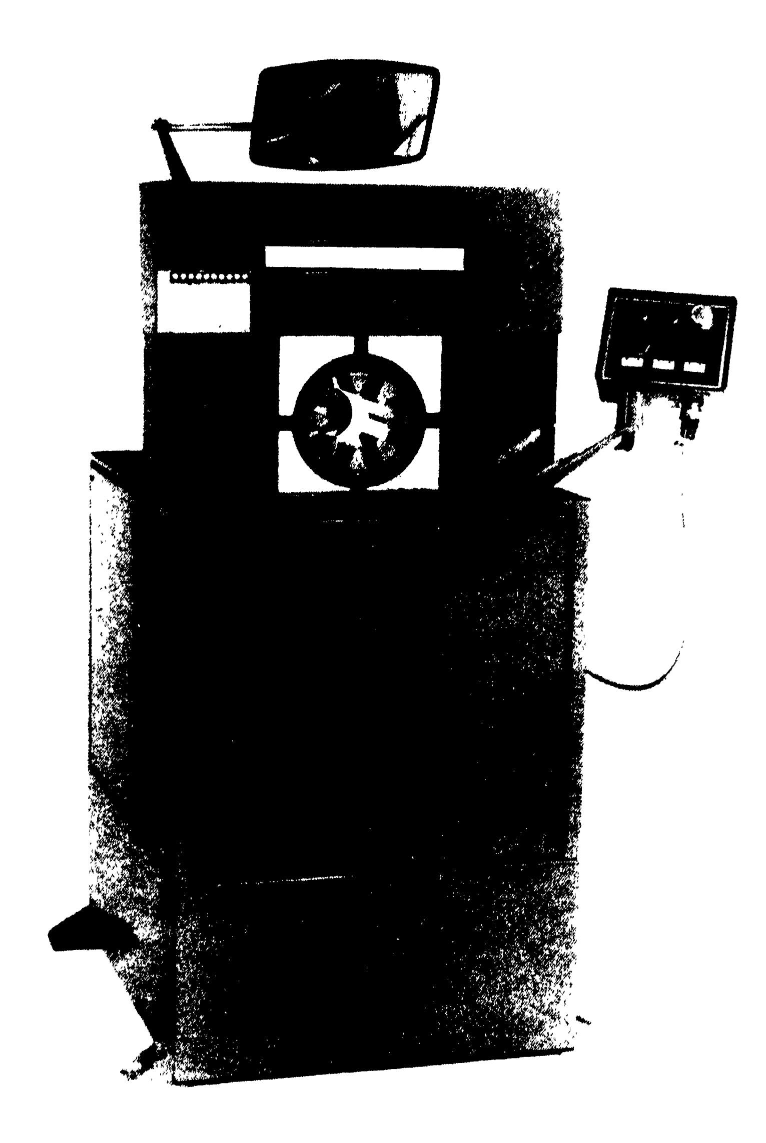


Figura 52 Máquina de prensar racores (Ref. 11)

11.4 Racores y Bridas para Tubo

Para unir los tubos rígidos entre ellos, con los apartados del sistema o con las mangueras de presión se necesitan racores y bridas.

11.4.1 Racores para tubo

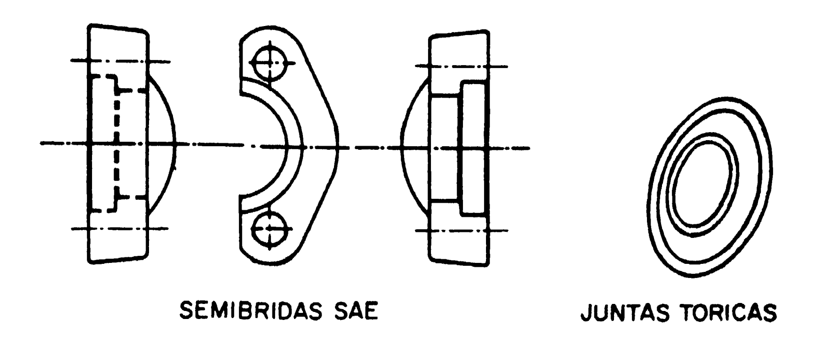
Estos racores son fijados sobre los tubos con la ayuda de una anilla de acero, con forma de cuña generalmente, que se deforma al ser apretada por una tuerca. Al deformarse se incrusta en el tubo produciendo estanqueidad. Este sistema permite fáciles montajes y desmontajes.

El método de montaje se da aparte en la Quinta Parte, 23.4 y Cuadro 21.

(Ver Figuras 57, 58, 59 y 60).

11.4.2 Bridas

Las bridas constituyen otra forma de unir los tubos. Son fijadas a los extremos de los tubos por rosca o con soldadura. La estanqueidad entre brida y brida se consigue por medio de juntas tóricas.




| 3.000 PSI | | | |
|---|---|---|---|
| REFERENCIA | BRIDA | P. TRAB. | REFERENCIA |
| SB. 3000. 13 | 1/2 | 345 | JT 18,6 x 3,5 |
| 19 | 3/4 | 345 | 25,0 x 3,5 |
| 25 | 1 | 345 | 32,9 x 3,5 |
| 32 | 1 1/4 | 275 | 37,7 x 3,5 |
| 40 | 1 1/2 | 210 | 47,2 x 3,5 |
| 50 | 2 | 210 | 56,7 x 3,5 |

| 6.000 PSI | | | |
|---|---|---|---|
| REFERENCIA | BRIDA | P. TRAB. | REFERENCIA |
| SB.6000. 13 | 1/2 | 415 | JT 18,6 x 3,5 |
| 19 | 3/4 | 415 | 25,0 x 3,5 |
| 25 | 1 | 415 | 32,9 x 3,5 |
| 32 | 1 1/4 | 415 | 37,7 x 3,5 |
| 40 | 1 1/2 | 415 | 47,2 x 3,5 |
| 50 | 2 | 415 | 56,7 x 3,5 |

Salvo indicación en contrario, las semibridas serán suministradas con taladros para tornillos de rosca en pulgadas. Si se precisa taladro para tornillos métricos, adviértase previamente

Figura 53 Bridas para racores de manguera (Ref. 10)

Las bridas como unión entre tubo y tubo sólo se usan para caudales que necesitan diámetros de tubo que se salen de las medidas de racores normales que existen en el mercado. (Ver Quinta Parte, montaje de tuberías rígidas con bridas.)

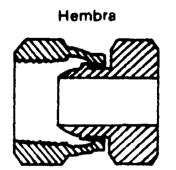
Sin embargo en una instalación hidráulica normal de un pesquero nos encontraremos con que la bomba, los motores y algunas veces los distribuidores y válvulas, tienen bridas con orificios roscados para su conexión con el resto de la instalación. Estas bridas suelen tener una ranura para una junta tórica y dos o cuatro orificios pasantes para su fijación por tornillos al elemento correspondiente (ver Figura 112).

## Cuadro 6

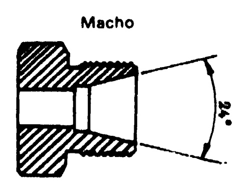
**Normas para identificar tipos de roscas y racores (Ref. 9)**

Para identificar el Tipo de rosca, medir el diámetro exterior del macho o el diámetro interior de la tuerca. Los dibujos que acompañan a cada Tabla, ayudarán a localizar el Tipo de RACOR o ROSCA.

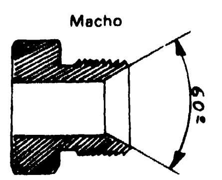
Hembra



Macho




Macho




ROSCA METRICA

| ROSCA METRICA | | 12×1,5 | 14×1,5 | 16×1,5 | 18×1,5 | 20×1,5 | 22×1,5 | 24×1,5 | 26×1,5 | 30×1,5 | 30×2 | 36×2 | 38×1,5 | 42×2 | 45×1,5 | 45×2 | 52×1,5 | 52×2 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ø Exterior m/m del Macho | | 12 | 14 | 16 | 18 | 20 | 22 | 24 | 26 | 30 | 30 | 36 | 38 | 42 | 45 | 45 | 52 | 52 |
| Ø Interior m/m Tuerca | | 10,05 | 12 05 | 14,05 | 16,05 | 18,05 | 22,05 | 22,05 | 24,05 | 28,05 | 27,40 | 33,40 | 36,05 | 39,40 | 43,05 | 42,40 | 50,05 | 49,40 |
| Cono 60 Junta por Cono | | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | | ▲ | | ▲ | ▲ | | | ▲ | | ▲ | | ▲ | |
| Cono 24° Anillo de Corte | | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | ▲ | | ▲ | ▲ | | ▲ | | ▲ | | ▲ |
| GALGA | 1 Trenzado | 4 | 5 | 4-6 | 5 8 | 6 | 8 10 | 10 | 12 | 16 | 12 16 | 16 20 | 20 | 20 | 24 | 24 | 32 | 24 32 |
| | 2 Trenzado | 4 | 4 | 4-6 | 4 6 | 6 | 6-8 | 8 | 10 | 12 | 10 12 | 12 16 | 16 | 16 | 20 | 20 | 24 | 20 24 |

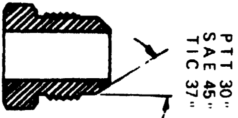
ROSCAS:

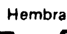
J.I.C.

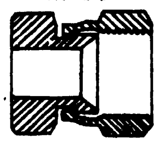
S.A.E.

P.T.T.



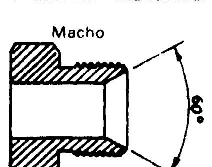
| ROSCAS J I C S A E y P T T | 1/16 20 | 1/2-20 | 9/16-20 | 5/8-20 | 3/4 16 | 7/8 14 | 11/16 12 | 11/16 14 | 11/15 12 | 15/16 14 | 15/8-12 | 15/8-14 | 17/8-12 | 17/8-14 | 21/2 12 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ø Exterior en m/m del macho | 11,07 | 12 70 | 14,25 | 15,85 | 19,00 | 22 17 | 26,95 | 26,95 | 33,30 | 33,30 | 41 22 | 41,22 | 47,57 | 47,57 | 63,45 |
| Ø Interior m/m Tuerca | 10,00 | 11,60 | 13,00 | 14,70 | 17,60 | 20,50 | 25,00 | 25,30 | 31,30 | 31 36 | 39 20 | 39,20 | 45 60 | 45 90 | 61,50 |
| GALGAS | 4 | 5 | 6 | 6 | 8 | 10 | 12 | 12 | 16 | 16 | 20 | 20 | 24 | 24 | 32 |

ROSCA B S P

| ROSCA B S P | 1/4 -19 | 3/8-19 | 1/2 14 | 5/8-14 | 3/4-14 | 1" 11 | 11/4-11 | 11/2 11 | 2" 11 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Ø Exterior m/m del macho | 13 16 | 16,66 | 20,96 | 22,91 | 26,44 | 33 25 | 41,91 | 47,80 | 59,62 |
| Ø Interior m/m Tuerca | 11,50 | 14,90 | 18,60 | 20,60 | 24,10 | 30,30 | 38,90 | 44,90 | 56,70 |
| GALGAS | 4-5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 16 | 20 | 24 | 32 |

Hembra

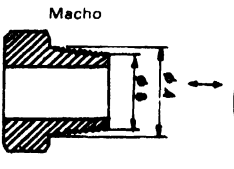
Macho

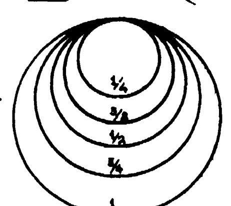



ROSCA N P T F CONICA (CONO 60°)

| ROSCA N P T F cónica | 1/8 27 | 1/4 18 | 3/8-18 | 1/2 14 | 3/4-14 | 1" 11,5 | 11/4 11,5 | 11/2-11,5 | 2 11,5 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Macho Cónico Ø A | 10,59 | 14,12 | 17,55 | 21,84 | 27,17 | 33,96 | 42,72 | 48,81 | 60,88 |
| Macho Cónico Ø B | 9 98 | 13,28 | 16,71 | 21,08 | 26,13 | 32,74 | 41,47 | 47,54 | 59,56 |
| GALGA 1 y 2 TRENZADOS | 4 | 4-5 | 6 | 8 10 | 12 | 16 | 20 | 24 | 32 |

Macho

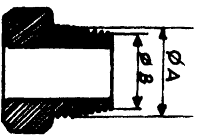



ROSCA B S P T CONICA (CONO 60°)

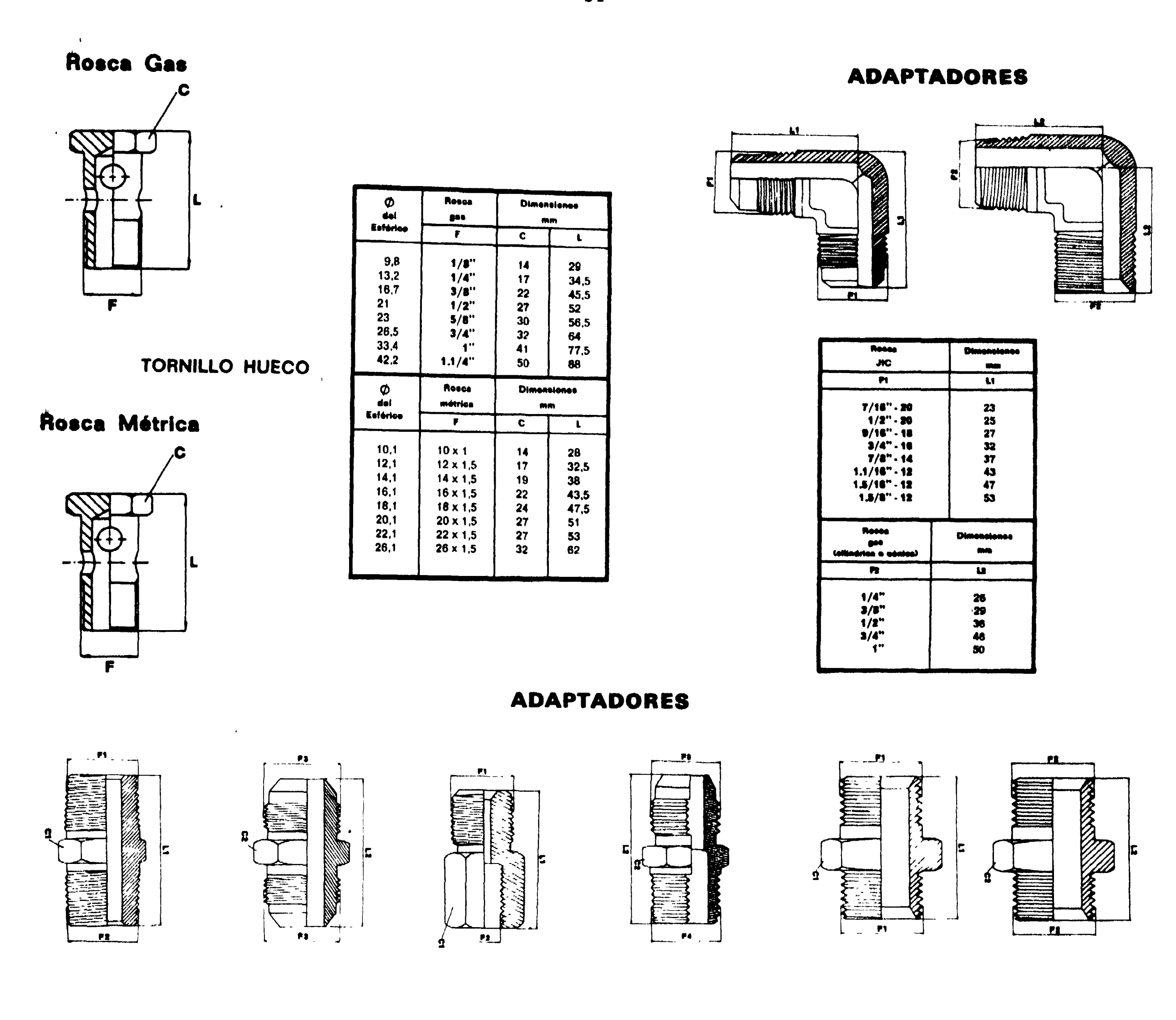
| ROSCA B S P T CONICA | 1/8 28 | 1/4 19 | 3/8-19 | 1/2 14 | 3/4-14 | 1"-11 | 11/4-11 | 11/2 11 | 2" 11 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Macho Cónico Ø A | 10,2 | 13,9 | 17,31 | 21,89 | 27,30 | 34,41 | 42,91 | 48,83 | 60,94 |
| Macho Cónico Ø B | 9,48 | 12 85 | 16,26 | 20,55 | 25,84 | 32,65 | 41,11 | 47,08 | 58,62 |
| GALGAS 1 y 2 TRENZADOS | 4 | 4 5 | 6 | 8-10 | 12 | 16 | 20 | 24 | 32 |

Macho




ROSCAS NPT

Para identificar la Galga de la rosca N P.T.F., coloque el extremo de la misma en el círculo que corresponda




| Ø del Esférico | Rosca gas | Dimensiones mm | |
|---|---|---|---|
| | F | C | L |
| 9,8 | 1/8" | 14 | 29 |
| 13,2 | 1/4" | 17 | 34,5 |
| 16,7 | 3/8" | 22 | 45,5 |
| 21 | 1/2" | 27 | 52 |
| 23 | 5/8" | 30 | 56,5 |
| 26,5 | 3/4" | 32 | 64 |
| 33,4 | 1" | 41 | 77,5 |
| 42,2 | 1.1/4" | 50 | 88 |
| **Ø del Esférico** | **Rosca métrica** | **Dimensiones mm** | |
| | F | C | L |
| 10,1 | 10 x 1 | 14 | 28 |
| 12,1 | 12 x 1,5 | 17 | 32,5 |
| 14,1 | 14 x 1,5 | 19 | 38 |
| 16,1 | 16 x 1,5 | 22 | 43,5 |
| 18,1 | 18 x 1,5 | 24 | 47,5 |
| 20,1 | 20 x 1,5 | 27 | 51 |
| 22,1 | 22 x 1,5 | 27 | 53 |
| 26,1 | 26 x 1,5 | 32 | 62 |

| Rosca JIC | Dimensiones mm |
|---|---|
| F1 | L1 |
| 7/16" - 20 | 23 |
| 1/2" - 20 | 25 |
| 9/16" - 18 | 27 |
| 3/4" - 16 | 32 |
| 7/8" - 14 | 37 |
| 1.1/16" - 12 | 43 |
| 1.5/16" - 12 | 47 |
| 1.5/8" - 12 | 53 |
| **Rosca gas (cilíndrica o cónica)** | **Dimensiones mm** |
| F2 | L2 |
| 1/4" | 26 |
| 3/8" | 29 |
| 1/2" | 36 |
| 3/4" | 46 |
| 1" | 50 |

| Rosca NPT | | Dimensiones mm | |
|---|---|---|---|
| F1 | F2 | C1 | L1 |
| 1/4" | 1/4" | 17 | 36 |
| 3/8" | 3/8" | 19 | 37 |
| 1/2" | 1/2" | 24 | 47 |
| 3/4" | 3/4" | 30 | 48 |
| 1" | 1" | 38 | 59 |
| 1.1/4" | 1.1/4" | 46 | 63 |
| 1.1/2" | 1.1/2" | 50 | 66 |
| 2" | 2" | 65 | 66 |
| 3/8" | 1/4" | 19 | 37 |
| 1/2" | 3/8" | 24 | 42 |
| 3/4" | 1/2" | 30 | 48 |
| 1" | 3/4" | 38 | 54 |
| 1.1/4" | 1" | 46 | 62 |

| Rosca JIC | Dimensiones mm | |
|---|---|---|
| F3 | C2 | L2 |
| 7/16" - 20 | 14 | 35 |
| 1/2" - 20 | 17 | 37 |
| 9/16" - 18 | 17 | 38 |
| 3/4" - 16 | 22 | 45 |
| 7/8" - 14 | 27 | 49 |
| 1.1/16" - 12 | 32 | 54 |
| 1.3/16" - 12 | 36 | 59 |
| 1.5/16" - 12 | 38 | 59 |
| 1.5/8" - 12 | 46 | 67 |

| Rosca gas | | Dimensiones mm | |
|---|---|---|---|
| F1 | F2 | C1 | L1 |
| 1/4" | 1/4" | 19 | 26 |
| 3/8" | 3/8" | 22 | 32 |
| 1/2" | 1/2" | 27 | 36 |
| 5/8" | 5/8" | 30 | 40 |
| 3/4" | 3/4" | 32 | 44 |
| 1" | 1" | 41 | 52 |
| 1.1/4" | 1.1/4" | 50 | 52 |
| 1/4" | 3/8" | 22 | 29 |
| 3/8" | 1/2" | 27 | 35 |

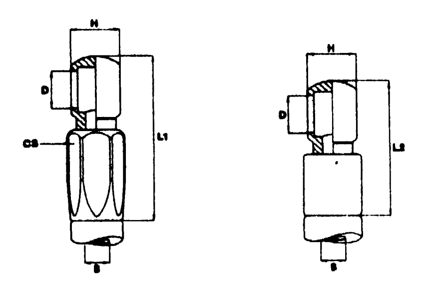
| Rosca | | Dimensiones mm | |
|---|---|---|---|
| F3 | F4 | C2 | L2 |
| 7/16" - 20 | 1/8" | 14 | 31 |
| 7/16" - 20 | 1/4" | 17 | 36 |
| 1/2" - 20 | 1/4" | 17 | 37 |
| 9/16" - 18 | 1/4" | 17 | 37 |
| 9/16" - 18 | 3/8" | 19 | 38 |
| 3/4" - 16 | 3/8" | 22 | 41 |
| 7/8" - 14 | 1/2" | 27 | 48 |
| 1.1/16" - 12 | 3/4" | 32 | 51 |
| 1.5/16" - 12 | 1" | 38 | 59 |
| 1.5/8" - 12 | 1.1/4" | 46 | 65 |

| Rosca gas | Dimensiones mm | |
|---|---|---|
| F1 | C1 | L1 |
| 1/8" | 14 | 27 |
| 1/4" | 17 | 30 |
| 3/8" | 22 | 37 |
| 1/2" | 24 | 39 |
| 5/8" | 27 | 43 |
| 3/4" | 32 | 48 |
| 1" | 38 | 55 |
| 1.1/4" | 46 | 57 |
| 1 1/2" | 55 | 60 |
| 2" | 65 | 64 |

| Rosca métrica | Dimensiones mm | |
|---|---|---|
| F2 | C2 | L2 |
| 12 x 1,5 | 15 | 29 |
| 14 x 1,5 | 17 | 30 |
| 16 x 1,5 | 19 | 37 |
| 18 x 1,5 | 22 | 37 |
| 20 x 1,5 | 24 | 39 |
| 22 x 1,5 | 27 | 43 |
| 26 x 1,5 | 30 | 46 |
| 30 x 1,5 | 36 | 51 |
| 30 x 2 | 36 | 51 |

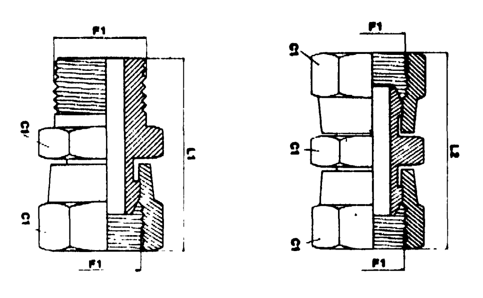
Figura 54 Adaptadores para instalaciones hidráulicas (Ref. 9)

## RACOR ESFERICO




| Ø Int. tubo | Dimensiones mm | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| S | gas | métrica | D | C3 | H | L1 max | L2 max |
| 3/16" | 1/8" | | 9,8 | 19 | 13 | 70 | 56 |
| 3/16" | | 10 x 1 | 10,1 | 19 | 13 | 70 | 56 |
| 3/16" | | 12 x 1,5 | 12,1 | 19 | 15 | 73 | 57 |
| 1/4" | | 12 x 1,5 | 12,1 | 21 | 15 | 74 | 60 |
| 1/4" | 1/4" | | 13,2 | 21 | 15 | 74 | 60 |
| 1/4" | | 14 x 1,5 | 14,1 | 21 | 15 | 74 | 60 |
| 5/16" | | 14 x 1,5 | 14,1 | 21 | 20 | 72 | 64 |
| 5/16" | 3/8" | | 16,7 | 21 | 20 | 72 | 64 |
| 5/16" | | 18 x 1,5 | 18,1 | 21 | 22 | 75 | 67 |
| 5/16" | 1/2" | | 21 | 21 | 25 | 80 | 72 |
| 3/8" | | 14 x 1,5 | 14,1 | 24 | 20 | 84 | 66 |
| 3/8" | | 16 x 1,5 | 16,1 | 24 | 16 | 84 | 67 |
| 3/8" | 3/8" | | 16,7 | 24 | 16 | 84 | 67 |
| 3/8" | 3/8" | | 16,7 | 24 | 20 | 84 | 67 |
| 3/8" | | 18 x 1,5 | 18,1 | 24 | 18 | 87 | 70 |
| 3/8" | | 18 x 1,5 | 18,1 | 24 | 22 | 87 | 69 |
| 3/8" | 1/2" | | 21 | 24 | 25 | 92 | 74 |
| 1/2" | 3/8" | | 16,7 | 27 | 20 | 87 | 68 |
| 1/2" | | 18 x 1,5 | 18,1 | 27 | 22 | 90 | 70 |
| 1/2" | | 20 x 1,5 | 20,1 | 27 | 25 | 94 | 75 |
| 1/2" | 1/2" | | 21 | 27 | 25 | 95 | 76 |
| 1/2" | | 22 x 1,5 | 22,1 | 27 | 25 | 95 | 76 |
| 5/8" | | 22 x 1,5 | 22,1 | 32 | 28 | 106 | 85 |
| 5/8" | 5/8" | | 23 | 32 | 28 | 106 | 85 |
| 3/4" | | 26 x 1,5 | 26,1 | 36 | 30 | 127 | 108 |
| 3/4" | 3/4" | | 26,5 | 36 | 32 | 118 | 99 |
| 1" | 3/4" | | 26,5 | 45 | 30 | 136 | 124 |
| 1" | 1" | | 33,4 | 45 | 42 | 140 | 126 |
| 1.1/4" | 1" | | 33,4 | 55 | 33 | 155 | 141 |
| 1.1/4" | 1.1/4" | | 42.2 | 55 | 55 | 165 | 151 |

## ADAPTADORES




| Rosca gas | Dimensiones mm | |
|---|---|---|
| F1 | C1 | L1 |
| 1/4" | 19 | 34 |
| 3/8" | 22 | 42 |
| 1/2" | 27 | 45 |
| 5/8" | 28 | 48 |
| 3/4" | 32 | 53 |
| 1" | 38 | 60 |
| 1.1/4" | 50 | 64 |
| 2" | 65 | 72 |

| Rosca gas | Dimensiones mm | |
|---|---|---|
| F1 | C1 | L2 |
| 1/4" | 19 | 38 |
| 3/8" | 22 | 47 |
| 1/2" | 27 | 51 |
| 5/8" | 28 | 53 |
| 3/4" | 32 | 58 |
| 1" | 38 | 65 |
| 1.1/4" | 50 | 71 |

Figura 55 Racores y adaptadores para instalaciones hidráulicas (Ref. 9)

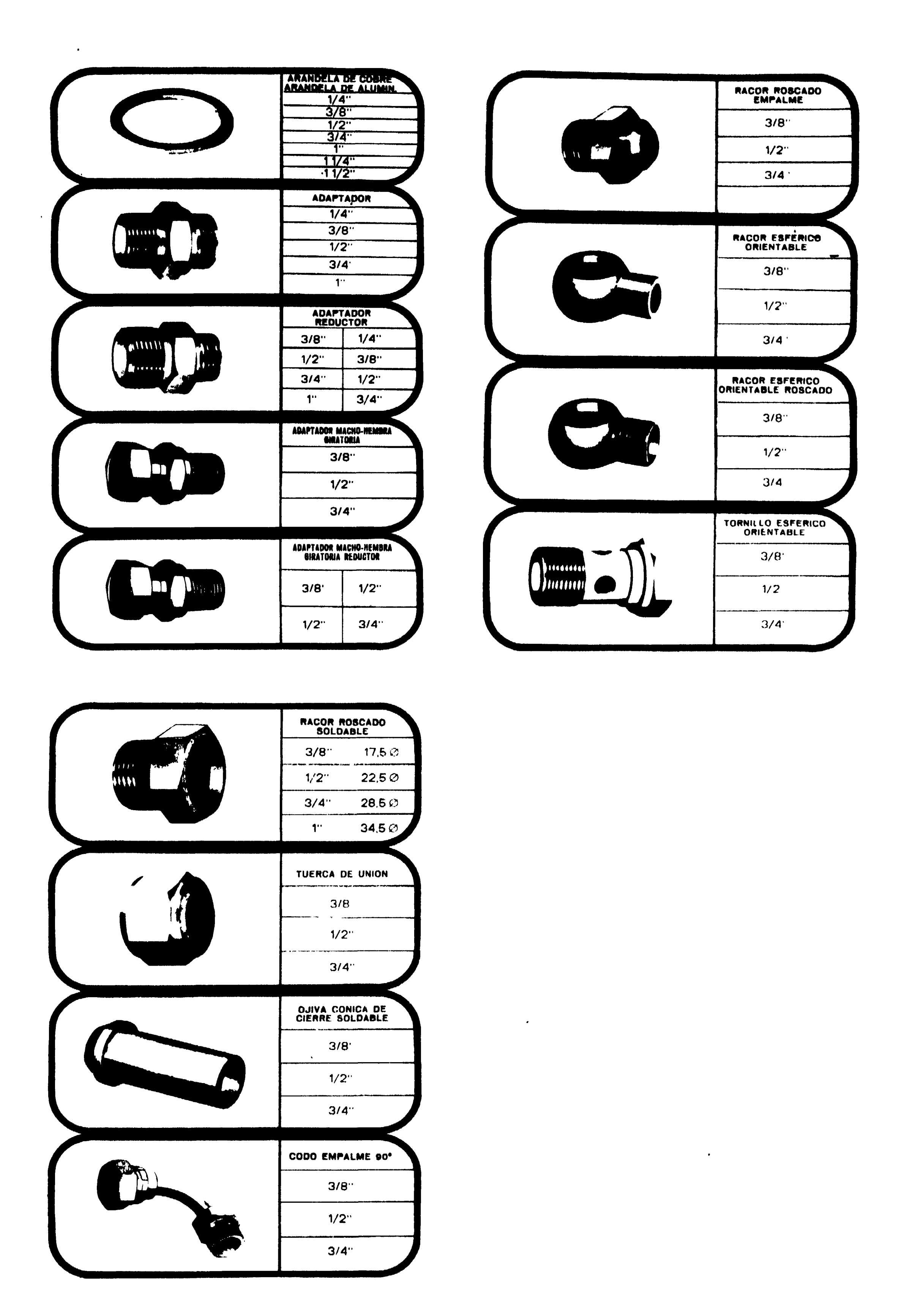



Figura 56 Otros adaptadores para instalaciones hidráulicas (Ref. 9)

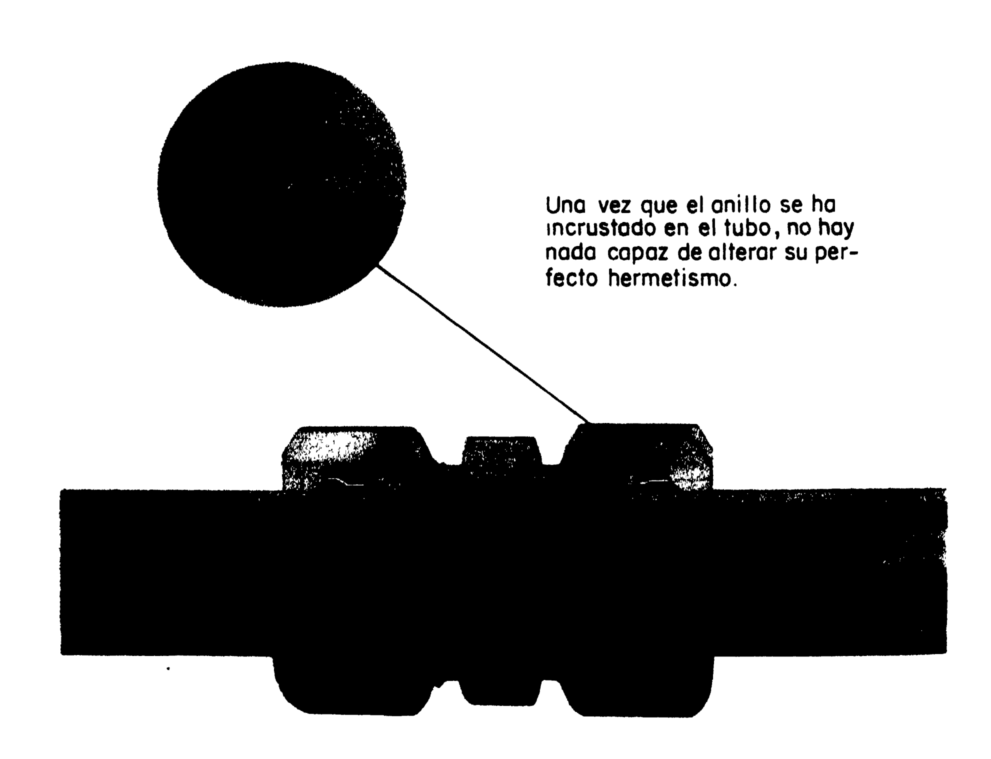



Figura 57 Sistema de cierre por anillo incrustante (Ref. 12)

Las bridas suelen ser vendidas por el fabricante de los elementos, motor, bomba, etc., como una pieza separada, cuyo precio no está incluido en el del componente correspondiente. Su precio al cliente suele ser desmesurado en comparación con el precio que cuesta fabricarlas en el taller que está realizando el montaje y por lo tanto se acaba por no comprarlas y encargar su ejecución a este último. En este caso sigan las normas de fabricación de ranuras para las juntas tóricas y no escatimen espesor a la brida.

12. FLUIDOS HIDRAULICOS

En un circuito hidráulico podríamos emplear agua, teóricamente, para efectuar el trabajo pero en la práctica no se puede por problemas de rozamiento o mejor dicho, de lubrificación y corrosión interna de los elementos, por esta razón se emplea aceite en los circuitos hidráulicos.

12.1 Papel del Aceite

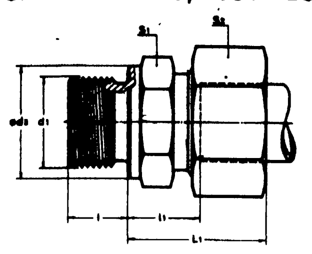
El aceite realiza las siguientes funciones principales en un circuito hidráulico:

- El papel primordial del aceite es el de la transmisión de energía desde la bomba hasta los motores o cilindros.
- Otro cometido del aceite es el de lubrificar las piezas internas en movimiento.
- El aceite mantiene inalterable a la corrosión el interior de tubos y elementos.
- El aceite también sirve de vehículo para arrastrar las impurezas desde los elementos a los filtros.
- Las piezas en movimiento generan calor y el aceite les sirve como refrigerante.

12.2 Calidad de los Aceites Hidráulicos

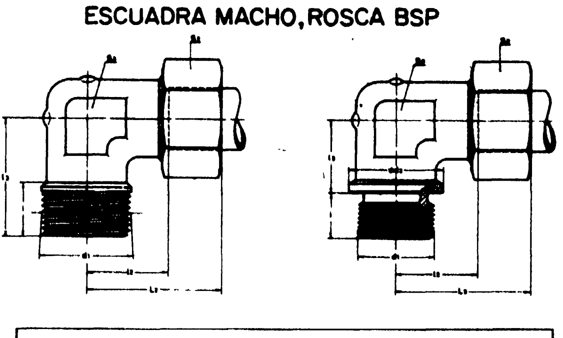
Como hemos indicado antes, uno de los papeles del aceite hidráulico es el de lubrificar las piezas en movimiento, por tanto, el aceite debe ser un lubrificante eficaz con una buena adherencia aun bajo fuertes cargas.

## UNION SIMPLE MACHO, ROSCA BSP CILINDRICA



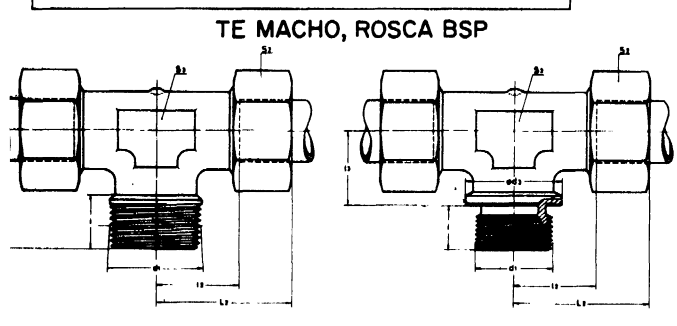

| DIN 2353 | Ø ext tubo | Rosca $d_1$ | $S_1$ | $S_2$ | $L_1$ | $l_1$ | l | $d_3$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| DL 6 | 6 | 1/8" | 14 | 14 | 23 | 8 5 | 8 | 14 |
| DL 8 | 8 | 1/4 | 19 | 17 | 25 | 10 | 12 | 18 |
| — | 8 | 3/8 | 22 | 17 | 26 | 11 5 | 12 | 22 |
| DL 10 | 10 | 1/4" | 19 | 19 | 26 | 11 | 12 | 18 |
| — | 10 | 3/8 | 22 | 19 | 27 | 12 5 | 12 | 22 |
| — | 12 | 1/4" | 19 | 22 | 27 | 12 | 12 | 18 |
| DL 12 | 12 | 3/8 | 22 | 22 | 27 | 12 5 | 12 | 22 |
| — | 12 | 1/2 | 27 | 22 | 28 | 13 | 14 | 26 |
| DL 15 | 15 | 1/2 | 27 | 27 | 29 | 14 | 14 | 26 |
| DL 18 | 18 | 1/2' | 27 | 32 | 31 | 14 5 | 14 | 26 |
| DL 22 | 22 | 3/4 | 32 | 36 | 33 | 16 5 | 16 | 32 |
| DL 28 | 28 | 1" | 41 | 41 | 34 | 17 5 | 18 | 39 |
| DL 35 | 35 | 1 1/4 | 50 | 50 | 39 | 17 5 | 20 | 49 |
| DL 42 | 42 | 1 1/2" | 55 | 60 | 42 | 19 | 22 | 55 |
| DS 6 | 6 | 1/4 | 19 | 17 | 28 | 13 | 12 | 18 |
| DS 8 | 8 | 1/4 | 19 | 19 | 30 | 15 | 12 | 18 |
| DS 10 | 10 | 3/8' | 22 | 22 | 31 | 16 | 12 | 22 |
| DS 12 | 12 | 3/8 | 22 | 24 | 33 | 17 | 12 | 22 |
| — | 12 | 1/2 | 27 | 24 | 34 | 17 5 | 14 | 26 |
| DS 14 | 14 | 1/2' | 27 | 27 | 37 | 19 | 14 | 26 |
| DS 16 | 16 | 1/2" | 27 | 30 | 37 | 18 5 | 14 | 26 |
| DS 20 | 20 | 3/4' | 32 | 36 | 42 | 20 5 | 16 | 32 |
| DS 25 | 25 | 1 | 41 | 46 | 47 | 23 | 18 | 39 |
| DS 30 | 30 | 1 1/4" | 50 | 50 | 50 | 23 5 | 20 | 49 |
| DS 38 | 38 | 1 1/2 | 55 | 60 | 57 | 26 | 22 | 55 |

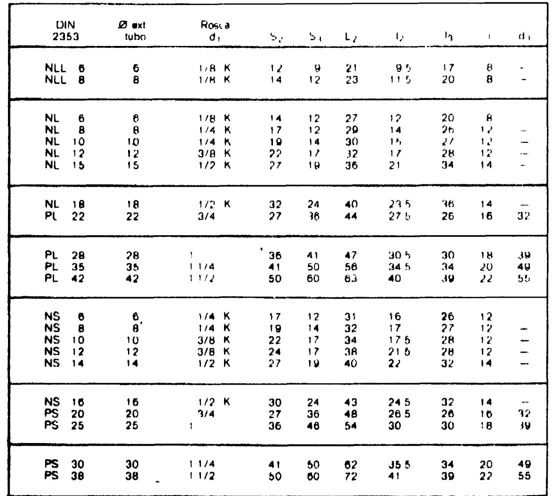
## ESCUADRA MACHO, ROSCA BSP




| DIN 2353 | Ø ext tubo | Rosca $d_1$ | $S_2$ | $S_3$ | $L_2$ | $l_2$ | $l_3$ | l | $d_3$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| GLL 6 | 6 | 1/8 K | 12 | 9 | 21 | 9 5 | 17 | 8 | — |
| GLL 8 | 8 | 1/8 K | 14 | 12 | 23 | 11,5 | 20 | 8 | — |
| GL 6 | 6 | 1/8 K | 14 | 12 | 27 | 12 | 20 | 8 | — |
| GL 8 | 8 | 1/4 K | 17 | 12 | 29 | 14 | 26 | 12 | — |
| GL 10 | 10 | 1/4 K | 19 | 14 | 30 | 16 | 27 | 12 | — |
| GL 12 | 12 | 3/8 K | 22 | 17 | 32 | 17 | 28 | 12 | — |
| GL 15 | 15 | 1/2 K | 27 | 19 | 36 | 21 | 34 | 14 | — |
| GL 18 | 18 | 1/2 K | 32 | 24 | 40 | 23 5 | 36 | 14 | — |
| JL 22 | 22 | 3/4 | 36 | 27 | 44 | 27 5 | 26 | 16 | 32 |
| JL 28 | 28 | 1 | 41 | 36 | 47 | 30 5 | 30 | 18 | 39 |
| JL 35 | 35 | 1 1/4 | 50 | 41 | 56 | 34,5 | 34 | 20 | 49 |
| JL 42 | 42 | 1 1/2 | 60 | 50 | 63 | 40 | 39 | 22 | 55 |
| GS 6 | 6 | 1/4 K | 17 | 12 | 31 | 16 | 26 | 12 | — |
| GS 8 | 8 | 1/4 K | 19 | 14 | 22 | 17 | 27 | 12 | — |
| GS 10 | 10 | 3/8 K | 22 | 17 | 34 | 17 5 | 28 | 12 | — |
| GS 12 | 12 | 3/8 K | 24 | 17 | 38 | 21,5 | 28 | 12 | — |
| GS 14 | 14 | 1/2 K | 27 | 19 | 40 | 22 | 32 | 14 | — |
| GS 16 | 16 | 1/2 K | 30 | 24 | 43 | 24,5 | 32 | 14 | — |
| JS 20 | 20 | 3/4 | 36 | 27 | 48 | 26 5 | 26 | 16 | 32 |
| JS 25 | 25 | 1 | 46 | 36 | 54 | 30 | 30 | 18 | 39 |
| JS 30 | 30 | 1 1/4 | 50 | 41 | 62 | 35 5 | 34 | 20 | 49 |
| JS 38 | 38 | 1 1/2" | 60 | 50 | 72 | 41 | 39 | 22 | 55 |

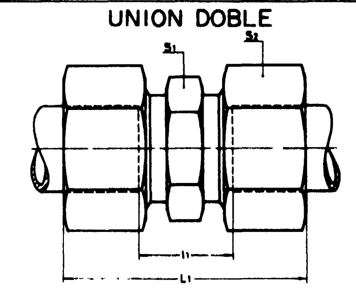
## TE MACHO, ROSCA BSP



| DIN 2353 | Ø ext tubo | Rosca $d_1$ | $S_2$ | $S_3$ | $L_2$ | $l_2$ | $l_3$ | l | $d_3$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| NLL 6 | 6 | 1/8 K | 12 | 9 | 21 | 9 5 | 17 | 8 | - |
| NLL 8 | 8 | 1/8 K | 14 | 12 | 23 | 11 5 | 20 | 8 | - |
| NL 6 | 6 | 1/8 K | 14 | 12 | 27 | 12 | 20 | 8 | |
| NL 8 | 8 | 1/4 K | 17 | 12 | 29 | 14 | 26 | 12 | — |
| NL 10 | 10 | 1/4 K | 19 | 14 | 30 | 15 | 27 | 12 | — |
| NL 12 | 12 | 3/8 K | 22 | 17 | 32 | 17 | 28 | 12 | — |
| NL 15 | 15 | 1/2 K | 27 | 19 | 36 | 21 | 34 | 14 | - |
| NL 18 | 18 | 1/2 K | 32 | 24 | 40 | 23 5 | 36 | 14 | — |
| PL 22 | 22 | 3/4 | 27 | 36 | 44 | 27 5 | 26 | 16 | 32 |
| PL 28 | 28 | 1 | 36 | 41 | 47 | 30 5 | 30 | 18 | 39 |
| PL 35 | 35 | 1 1/4 | 41 | 50 | 56 | 34 5 | 34 | 20 | 49 |
| PL 42 | 42 | 1 1/2 | 50 | 60 | 63 | 40 | 39 | 22 | 55 |
| NS 6 | 6 | 1/4 K | 17 | 12 | 31 | 16 | 26 | 12 | |
| NS 8 | 8 | 1/4 K | 19 | 14 | 32 | 17 | 27 | 12 | — |
| NS 10 | 10 | 3/8 K | 22 | 17 | 34 | 17 5 | 28 | 12 | — |
| NS 12 | 12 | 3/8 K | 24 | 17 | 38 | 21 6 | 28 | 12 | — |
| NS 14 | 14 | 1/2 K | 27 | 19 | 40 | 22 | 32 | 14 | — |
| NS 16 | 16 | 1/2 K | 30 | 24 | 43 | 24 5 | 32 | 14 | — |
| PS 20 | 20 | 3/4 | 27 | 36 | 48 | 26 5 | 26 | 16 | 32 |
| PS 25 | 25 | 1 | 36 | 46 | 54 | 30 | 30 | 18 | 39 |
| PS 30 | 30 | 1 1/4 | 41 | 50 | 62 | 35 5 | 34 | 20 | 49 |
| PS 38 | 38 | 1 1/2 | 50 | 60 | 72 | 41 | 39 | 22 | 55 |

## UNION DOBLE

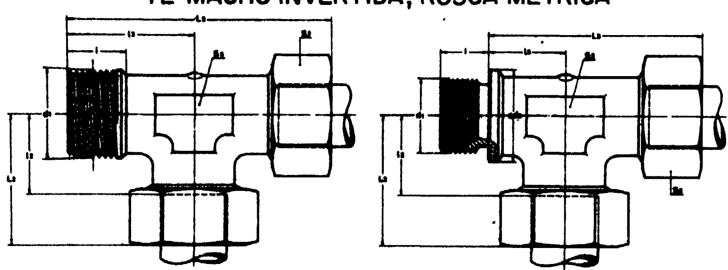



| DIN 2353 | Ø ext tubo | $S_1$ | $S_2$ | $L_1$ | $l_1$ |
|---|---|---|---|---|---|
| ELL 6 | 6 | 11 | 12 | 32 | 9 |
| FLL 8 | 8 | 12 | 14 | 35 | 12 |
| EL 6 | 6 | 12 | 14 | 39 | 10 |
| EL 8 | 8 | 14 | 17 | 40 | 11 |
| EL 10 | 10 | 17 | 19 | 42 | 13 |
| EL 12 | 12 | 19 | 22 | 43 | 14 |
| FL 15 | 15 | 24 | 27 | 46 | 16 |
| EL 18 | 18 | 27 | 32 | 48 | 16 |
| EL 22 | 22 | 32 | 36 | 52 | 20 |
| EL 28 | 28 | 41 | 41 | 54 | 21 |
| EL 35 | 36 | 46 | 50 | 63 | 20 |
| EL 42 | 42 | 55 | 60 | 66 | 21 |
| ES 6 | 6 | 14 | 17 | 45 | 16 |
| ES 8 | 8 | 17 | 19 | 47 | 18 |
| ES 10 | 10 | 19 | 22 | 49 | 17 |
| FS 12 | 12 | 22 | 24 | 51 | 19 |
| ES 14 | 14 | 24 | 27 | 57 | 22 |
| ES 16 | 16 | 27 | 30 | 57 | 21 |
| ES 20 | 20 | 32 | 36 | 66 | 23 |
| ES 25 | 25 | 41 | 46 | 74 | 26 |
| ES 30 | 30 | 46 | 50 | 80 | 27 |
| ES 38 | 38 | 55 | 60 | 90 | 29 |

**Figura 58 Racores para tubo (Ref. 12)**

## TE MACHO INVERTIDA, ROSCA METRICA

## ESCUADRA IGUAL



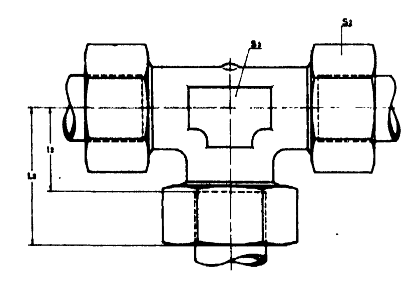
| DIN 2353 | Ø ext tubo | Rosca $d_1$ | $S_2$ | $S_3$ | $L_2$ | $l_2$ | $L_3$ | $l_3$ | l | $d_3$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| ABLL 6 | 6 | 1/8" K | 12 | 9 | 21 | 9,5 | 38 | 17 | 8 | — |
| ABLL 8 | 8 | 1/8" K | 14 | 12 | 23 | 11,5 | 43 | 20 | 8 | — |
| ABL 6 | 6 | 1/8 K | 14 | 12 | 27 | 12 | 47 | 20 | 8 | — |
| ABL 8 | 8 | 1/4 K | 17 | 12 | 29 | 14 | 55 | 26 | 12 | — |
| ABL 10 | 10 | 1/4" K | 19 | 14 | 30 | 15 | 57 | 27 | 12 | — |
| ABL 12 | 12 | 3/8" K | 22 | 17 | 32 | 17 | 60 | 28 | 12 | — |
| ABL 15 | 15 | 1/2" K | 27 | 19 | 36 | 21 | 70 | 34 | 14 | — |
| ABL 18 | 18 | 1/2" K | 32 | 24 | 40 | 23,5 | 76 | 36 | 14 | — |
| BBL 22 | 22 | 3/4" | 36 | 27 | 44 | 27,5 | 70 | 26 | 16 | 32 |
| BBL 28 | 28 | 1" | 41 | 36 | 47 | 30,5 | 77 | 30 | 18 | 39 |
| BBL 35 | 35 | 1 1/4 | 50 | 41 | 56 | 34,5 | 90 | 34 | 20 | 49 |
| BBL 42 | 42 | 1 1/2" | 60 | 50 | 63 | 40 | 102 | 39 | 22 | 55 |
| ABS 6 | 6 | 1/4" K | 17 | 12 | 31 | 16 | 57 | 26 | 12 | — |
| ABS 8 | 8 | 1/4 K | 19 | 14 | 32 | 17 | 59 | 27 | 12 | — |
| ABS 10 | 10 | 3/8 K | 22 | 17 | 34 | 17,5 | 62 | 28 | 12 | — |
| ABS 12 | 12 | 3/8 K | 24 | 17 | 38 | 21,5 | 66 | 28 | 12 | — |
| ABS 14 | 14 | 1/2 K | 27 | 19 | 40 | 22 | 72 | 32 | 14 | — |
| ABS 16 | 16 | 1/2 K | 30 | 24 | 43 | 24,5 | 75 | 32 | 14 | — |
| BBS 20 | 20 | 3/4 | 36 | 27 | 48 | 26,5 | 74 | 26 | 16 | 32 |
| BBS 25 | 25 | 1 | 46 | 36 | 54 | 30 | 84 | 30 | 18 | 39 |
| BBS 30 | 30 | 1 1/4 | 50 | 41 | 62 | 35,5 | 96 | 34 | 20 | 49 |
| BBS 38 | 38 | 1 1/2" | 60 | 50 | 72 | 41 | 111 | 39 | 22 | 55 |

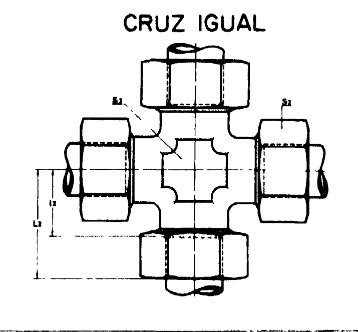
| DIN 2353 | Ø ext tubo | $S_2$ | $S_3$ | $L_2$ | $l_2$ |
|---|---|---|---|---|---|
| KLL 6 | 6 | 12 | 9 | 21 | 9,5 |
| KLL 8 | 8 | 14 | 12 | 23 | 11,5 |
| KL 6 | 6 | 14 | 12 | 27 | 12 |
| KL 8 | 8 | 17 | 12 | 29 | 14 |
| KL 10 | 10 | 19 | 14 | 30 | 15 |
| KL 12 | 12 | 22 | 17 | 32 | 17 |
| KL 15 | 15 | 27 | 19 | 36 | 21 |
| KL 18 | 18 | 32 | 24 | 40 | 23,5 |
| KL 22 | 22 | 36 | 27 | 44 | 27,5 |
| KL 28 | 28 | 41 | 36 | 47 | 30,5 |
| KL 35 | 35 | 50 | 41 | 56 | 34,5 |
| KL 42 | 42 | 60 | 50 | 63 | 40 |
| KS 6 | 6 | 17 | 12 | 31 | 16 |
| KS 8 | 8 | 19 | 14 | 32 | 17 |
| KS 10 | 10 | 22 | 17 | 34 | 17,5 |
| KS 12 | 12 | 24 | 17 | 38 | 21,5 |
| KS 14 | 14 | 27 | 19 | 40 | 22 |
| KS 16 | 16 | 30 | 24 | 43 | 24,5 |
| KS 20 | 20 | 36 | 27 | 48 | 26,5 |
| KS 25 | 25 | 46 | 36 | 54 | 30 |
| KS 30 | 30 | 50 | 41 | 62 | 35,5 |
| KS 38 | 38 | 60 | 50 | 72 | 41 |



## TE IGUAL

## CRUZ IGUAL



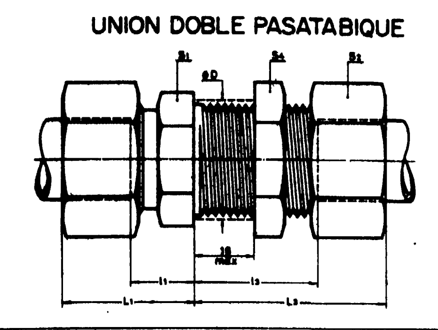


| DIN 2353 | Ø ext tubo | $S_2$ | $S_3$ | $L_2$ | $l_2$ |
|---|---|---|---|---|---|
| QLL 6 | 6 | 12 | 9 | 21 | 9,5 |
| QLL 8 | 8 | 14 | 12 | 23 | 11,5 |
| QL 6 | 6 | 14 | 12 | 27 | 12 |
| QL 8 | 8 | 17 | 12 | 29 | 14 |
| QL 10 | 10 | 19 | 14 | 30 | 15 |
| QL 12 | 12 | 22 | 17 | 32 | 17 |
| QL 15 | 15 | 27 | 19 | 36 | 21 |
| QL 18 | 18 | 32 | 24 | 40 | 23,5 |
| QL 22 | 22 | 36 | 27 | 44 | 27,5 |
| QL 28 | 28 | 41 | 36 | 47 | 30,5 |
| QL 35 | 35 | 50 | 41 | 56 | 34,5 |
| QL 42 | 42 | 60 | 50 | 63 | 40 |
| QS 6 | 6 | 17 | 12 | 31 | 16 |
| QS 8 | 8 | 19 | 14 | 32 | 17 |
| QS 10 | 10 | 22 | 17 | 34 | 17,5 |
| QS 12 | 12 | 24 | 17 | 38 | 21,5 |
| QS 14 | 14 | 27 | 19 | 40 | 22 |
| QS 16 | 16 | 30 | 24 | 43 | 24,5 |
| QS 20 | 20 | 36 | 27 | 48 | 26,5 |
| QS 25 | 25 | 46 | 36 | 54 | 30 |
| QS 30 | 30 | 50 | 41 | 62 | 35,5 |
| QS 38 | 38 | 60 | 50 | 72 | 41 |

| DIN 2353 | Ø ext tubo | $S_2$ | $S_3$ | $L_2$ | $l_2$ |
|---|---|---|---|---|---|
| ZLL 6 | 6 | 12 | 9 | 21 | 9,5 |
| ZLL 8 | 8 | 14 | 12 | 23 | 11,5 |
| ZL 6 | 6 | 14 | 12 | 27 | 12 |
| ZL 8 | 8 | 17 | 12 | 29 | 14 |
| ZL 10 | 10 | 19 | 14 | 30 | 15 |
| ZL 12 | 12 | 22 | 17 | 32 | 17 |
| ZL 15 | 15 | 27 | 19 | 36 | 21 |
| ZL 18 | 18 | 32 | 24 | 40 | 23,5 |
| ZL 22 | 22 | 36 | 27 | 44 | 27,5 |
| ZL 28 | 28 | 41 | 36 | 47 | 30,5 |
| ZL 35 | 35 | 50 | 41 | 56 | 34,5 |
| ZL 42 | 42 | 60 | 50 | 63 | 40 |
| ZS 6 | 6 | 17 | 12 | 31 | 16 |
| ZS 8 | 8 | 19 | 14 | 32 | 17 |
| ZS 10 | 10 | 22 | 17 | 34 | 17,5 |
| ZS 12 | 12 | 24 | 17 | 38 | 21,5 |
| ZS 14 | 14 | 27 | 19 | 40 | 22 |
| ZS 16 | 16 | 30 | 24 | 43 | 24,5 |
| ZS 20 | 20 | 36 | 27 | 48 | 26,5 |
| ZS 25 | 25 | 46 | 36 | 54 | 30 |
| ZS 30 | 30 | 50 | 41 | 62 | 35,5 |
| ZS 38 | 38 | 60 | 50 | 72 | 41 |

**Figura 59 Racores para tubo (Ref. 12)**

## UNION DOBLE PASATABIQUE



| DIN 2353 | Ø ext tubo | $S_1$ | $S_2$ | $S_4$ | $L_1$ | $l_1$ | $L_3$ | $l_3$ | D |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| RL 6 | 6 | 17 | 14 | 17 | 22 | 7 | 42 | 27 | 14 |
| RL 8 | 8 | 19 | 17 | 19 | 23 | 8 | 42 | 27 | 16 |
| RL 10 | 10 | 22 | 19 | 22 | 25 | 10 | 43 | 28 | 18 |
| RL 12 | 12 | 24 | 22 | 24 | 25 | 10 | 44 | 29 | 20 |
| RL 15 | 15 | 27 | 27 | 30 | 27 | 12 | 46 | 31 | 24 |
| RL 18 | 18 | 32 | 32 | 36 | 30 | 13.5 | 49 | 32.5 | 28 |
| RL 22 | 22 | 36 | 36 | 41 | 33 | 16.5 | 51 | 34.5 | 32 |
| RL 28 | 28 | 41 | 41 | 46 | 35 | 18.5 | 52 | 35.5 | 38 |
| RL 35 | 35 | 50 | 50 | 55 | 40 | 18.5 | 58 | 36.5 | 47 |
| RL 42 | 42 | 60 | 60 | 65 | 42 | 19 | 59 | 36 | 54 |
| RS 6 | 6 | 19 | 17 | 19 | 27 | 12 | 44 | 29 | 16 |
| RS 8 | 8 | 22 | 19 | 22 | 28 | 13 | 44 | 29 | 18 |
| RS 10 | 10 | 22 | 22 | 24 | 31 | 14.5 | 46 | 29.5 | 20 |
| RS 12 | 12 | 24 | 24 | 27 | 31 | 14.5 | 47 | 30.5 | 22 |
| RS 14 | 14 | 27 | 27 | 30 | 35 | 17 | 50 | 32 | 24 |
| RS 16 | 16 | 30 | 30 | 32 | 35 | 16.5 | 50 | 31.5 | 26 |
| RS 20 | 20 | 36 | 36 | 41 | 39 | 17.5 | 55 | 33.5 | 32 |
| RS 25 | 25 | 41 | 46 | 46 | 44 | 20 | 59 | 35 | 38 |
| RS 30 | 30 | 48 | 50 | 50 | 48 | 21.5 | 64 | 37.5 | 44 |
| RS 38 | 38 | 55 | 60 | 65 | 53 | 22 | 68 | 37 | 54 |

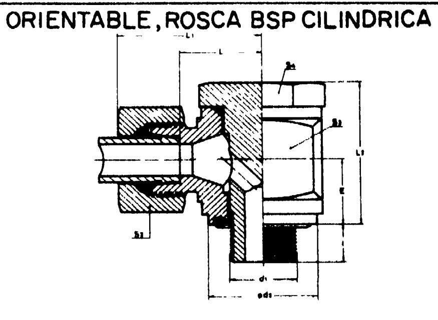
## ESCUADRA PASATABIQUE

| DIN 2353 | Ø ext tubo | $S_2$ | $S_3$ | $S_4$ | $L_2$ | $l_2$ | $L_3$ | $l_5$ | $l_4$ | D | $d_2$ |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| UL 6 | 6 | 14 | 12 | 17 | 27 | 12 | 42 | 27 | 14 | 14 | 17 |
| UL 8 | 8 | 17 | 12 | 19 | 29 | 14 | 42 | 27 | 17 | 16 | 19 |
| UL 10 | 10 | 19 | 14 | 22 | 30 | 15 | 43 | 28 | 18 | 18 | 22 |
| UL 12 | 12 | 22 | 17 | 24 | 32 | 17 | 44 | 29 | 20 | 20 | 24 |
| UL 15 | 15 | 27 | 19 | 30 | 36 | 21 | 46 | 31 | 23 | 24 | 27 |
| UL 18 | 18 | 32 | 24 | 36 | 40 | 23.5 | 49 | 32.5 | 24 | 28 | 32 |
| UL 22 | 22 | 36 | 27 | 41 | 44 | 27.5 | 51 | 34.5 | 30 | 32 | 36 |
| UL 28 | 28 | 41 | 36 | 46 | 47 | 30.5 | 52 | 35.5 | 34 | 38 | 42 |
| UL 35 | 35 | 50 | 41 | 55 | 56 | 34.5 | 58 | 36.5 | 39 | 47 | 50 |
| UL 42 | 42 | 60 | 50 | 65 | 63 | 40 | 59 | 36 | 43 | 54 | 60 |
| US 6 | 6 | 17 | 12 | 19 | 31 | 16 | 44 | 29 | 17 | 16 | 19 |
| US 8 | 8 | 19 | 14 | 22 | 32 | 17 | 44 | 29 | 18 | 18 | 22 |
| US 10 | 10 | 22 | 17 | 24 | 34 | 17.5 | 46 | 29.5 | 20 | 20 | 24 |
| US 12 | 12 | 24 | 17 | 27 | 38 | 21.5 | 47 | 30.5 | 21 | 22 | 27 |
| US 14 | 14 | 27 | 19 | 30 | 40 | 22 | 50 | 32 | 23 | 24 | 27 |
| US 16 | 16 | 30 | 24 | 32 | 43 | 24.5 | 50 | 31.5 | 24 | 26 | 30 |
| US 20 | 20 | 36 | 27 | 41 | 48 | 26.5 | 55 | 33.5 | 30 | 32 | 36 |
| US 25 | 25 | 46 | 36 | 46 | 54 | 30 | 59 | 35 | 34 | 38 | 42 |
| US 30 | 30 | 50 | 41 | 50 | 62 | 35.5 | 64 | 37.5 | 39 | 44 | 50 |
| US 38 | 38 | 60 | 50 | 65 | 72 | 41 | 68 | 37 | 43 | 54 | 60 |

## UNION DOBLE PASATABIQUE PARA SOLDAR

| DIN 2353 | Ø ext tubo | $S_2$ | $L_1$ | $l_1$ | $d_8$ |
|---|---|---|---|---|---|
| YL 6 | 6 | 14 | 85 | 56 | 18 |
| YL 8 | 8 | 17 | 85 | 56 | 20 |
| YL 10 | 10 | 19 | 87 | 58 | 22 |
| YL 12 | 12 | 22 | 87 | 58 | 25 |
| YL 15 | 15 | 27 | 100 | 70 | 28 |
| YL 18 | 18 | 32 | 101 | 69 | 32 |
| YL 22 | 22 | 36 | 105 | 73 | 36 |
| YL 28 | 28 | 41 | 106 | 73 | 40 |
| YL 35 | 35 | 50 | 114 | 71 | 50 |
| YL 42 | 42 | 60 | 115 | 70 | 60 |
| YS 6 | 6 | 17 | 89 | 60 | 20 |
| YS 8 | 8 | 19 | 89 | 60 | 22 |
| YS 10 | 10 | 22 | 91 | 59 | 25 |
| YS 12 | 12 | 24 | 91 | 59 | 28 |
| YS 14 | 14 | 27 | 107 | 72 | 30 |
| YS 16 | 16 | 30 | 107 | 71 | 35 |
| YS 20 | 20 | 36 | 114 | 71 | 38 |
| YS 25 | 25 | 46 | 120 | 72 | 45 |
| YS 30 | 30 | 50 | 126 | 73 | 50 |
| YS 38 | 38 | 60 | 133 | 72 | 60 |

## ORIENTABLE, ROSCA BSP CILINDRICA



| Ø ext tubo | Rosca $d_1$ | $d_2$ | $S_2$ | $S_1$ | $S_4$ | L | $L_1$ | E | $L_2$ | l |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 6 | 1/8 | 18 | 14 | 10 | 19 | 16 | 30 | 11 | 25 | 8 |
| 8 | 1/4 | 22.5 | 17 | 24 | 24 | 17.5 | 32 | 14.5 | 33 | 12 |
| 10 | 1/4 | 22.5 | 19 | 24 | 24 | 18.5 | 33 | 14.5 | 33 | 12 |
| 12 | 3/8 | 27 | 22 | 27 | 27 | 21.5 | 36 | 18 | 39 | 12 |
| 15 | 1/2 | 32 | 27 | 32 | 32 | 25 | 40 | 20 | 44 | 14 |
| 18 | 1/2 | 33 | 32 | 36 | 36 | 25.5 | 42 | 23 | 49 | 14 |
| 22 | 3/4 | 41 | 36 | 46 | 41 | 33 | 49 | 25.5 | 55.5 | 16 |
| 28 | 1 | 46 | 41 | 50 | 46 | 35.5 | 52 | 31 | 66 | 18 |
| 35 | 1 1/4 | 57 | 50 | 60 | 60 | 39.5 | 61 | 34 | 76 | 20 |
| 42 | 1 1/2 | 64 | 60 | 70 | 65 | 44 | 67 | 40 | 86 | 22 |
| 6 | 1/4 | 22.5 | 17 | 24 | 24 | 19.5 | 34 | 14.5 | 33 | 12 |
| 8 | 1/4 | 22.5 | 19 | 24 | 24 | 19.5 | 34 | 14.5 | 33 | 12 |
| 10 | 3/8 | 27 | 22 | 27 | 27 | 22 | 38 | 18 | 39 | 12 |
| 12 | 3/8 | 27 | 24 | 27 | 27 | 22 | 38 | 18 | 39 | 12 |
| 14 | 1/2 | 32 | 27 | 32 | 32 | 26 | 44 | 20 | 44 | 14 |
| 16 | 1/2 | 33 | 30 | 36 | 36 | 26.5 | 45 | 23 | 49 | 14 |
| 20 | 3/4 | 41 | 36 | 46 | 41 | 32 | 54 | 25.5 | 55.5 | 16 |
| 25 | 1 | 46 | 46 | 50 | 46 | 35 | 59 | 31 | 66 | 18 |
| 30 | 1 1/4 | 57 | 50 | 60 | 60 | 40.5 | 67 | 34 | 76 | 20 |
| 38 | 1 1/2 | 64 | 60 | 70 | 65 | 45 | 76 | 40 | 86 | 22 |

**Figura 60 Racores para tubo (Ref. 12)**

El aceite debe ser resistente a la alteración, es decir, que no debe formar resinas, gomas y alquitranes en las instalaciones. La principal causa de degradación proviene del calor que cuece el aceite. En la práctica la temperatura no debe sobrepasar los 70°C. Si tiene tendencia a sobrepasar esta temperatura hace falta buscar las razones de este calentamiento y, si no se pueden suprimir o corregir, es preciso montar un refrigerador en el circuito.

Los aceites hidráulicos de buena calidad llevan incorporados una serie de aditivos que los hacen aptos para el tipo de trabajo que tienen que realizar. El principal es el antiespumante que evita la emulsión aumentando la capacidad de separación entre el aire y el aceite.

Cuando el aceite no tiene este aditivo tiene tendencia a formar espuma. El aire de las burbujas es comprimido y produce ruido en los tubos, vibraciones y hace que las máquinas funcionen a empujones.

En los países tropicales, la condensación en el interior del tanque es muy elevada. El porcentaje de agua en el aceite no debe sobrepasar el 3 %, debiendo, por tanto, poseer un gran poder separador de agua. Como ésta se deposita en el fondo, en estos casos es más cómodo tener una llave de fondo en el tanque para purgar de vez en cuando.

## 12.3 Viscosidad

La viscosidad es una de las características más importantes del aceite hidráulico. Para simplificar se puede decir que cuanto mayor sea la viscosidad de un aceite más dificultad tendrá para pasar a través de los tubos. La viscosidad varía con la temperatura. Para un mismo aceite cuanto más alta sea su temperatura menor será su viscosidad.

De donde se deduce que será mejor aquel aceite que tenga la propiedad de mantener la mínima variación de viscosidad, a pesar de los cambios de temperatura.

Cuanto más viscoso sea el aceite, las pérdidas de carga serán mayores y las respuestas de las válvulas más lentas.

En la práctica la viscosidad se mide en:

- Centistokes------------------------- cST
- Grados Engler----------------------- $E^o$
- Segundos Redwood-------------------- R"
- Segundos Saybolt--------------------- S"

El sistema más usado es el Engler ($E^o$)

Los aceites que existen en el mercado son apropiados para circuitos hidráulicos y tienen el grado de viscosidad adecuado normalmente entre $3^o$ y $5^o$ Engler ($E^o$).

No hay relaciones matemáticas simples que relacionen un grado con otro, puesto que el sistema de medición de cada uno es absolutamente diferente de los otros. No obstante el Cuadro 7 da una aproximación.

## 12.4 Aceites Recomendados

Los fabricantes de elementos hidráulicos recomiendan, por lo general, la utilización de aceites con una viscosidad que varía desde 3 hasta 5 $E^o$ a $50^oC$ de temperatura. Sin embargo, esto no quiere decir que todos los aceites que tengan esa viscosidad sirvan para ser utilizados en un circuito hidráulico, puesto que para esta utilización tendrán que tener unos aditivos especiales y unas características propias para el uso que se requiere.

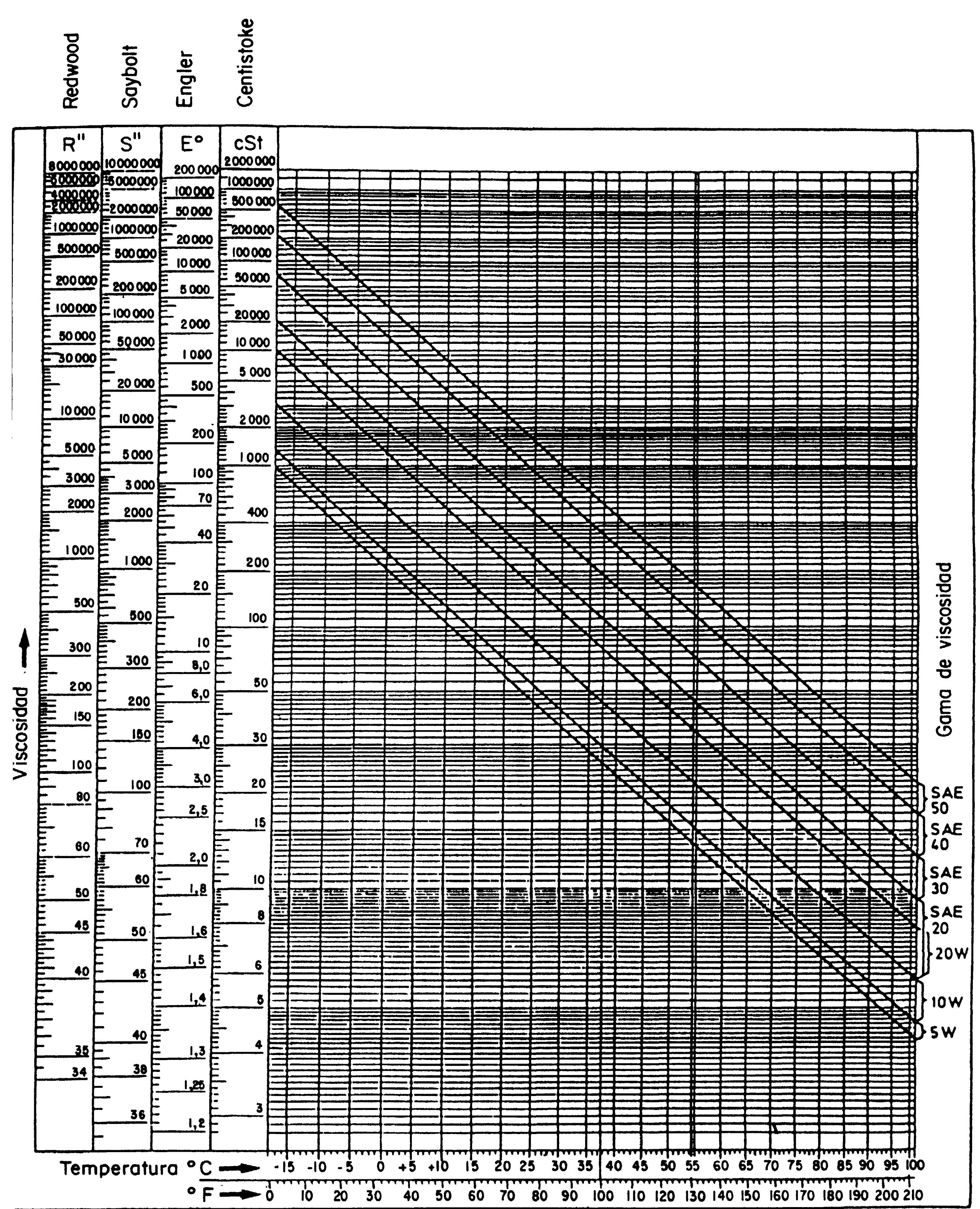
Casi todos los fabricantes de aceites minerales tienen una gama, que ellos llaman hidráulica, dentro de la cual están comprendidos los aceites que ellos consideran más apropiados para este uso. Como es lógico, existen aceites de buena calidad y de mala calidad, así como existen aceites caros y aceites baratos.

A la hora de comprar no escatime dinero en el aceite pues a la larga un aceite barato le saldrá muy caro.

Por ejemplo, entre todos los aceites existentes en el mercado español, el Cuadro 8 indica cuales son los más apropiados. Existe a nivel mundial un cuadro de equivalencias de aceites, que debe ser solicitada al proveedor, en cada caso.

Cuadro 7

Equivalencias de viscosidad



Cuadro 8

Aceites hidráulicos recomendados (España)

| Casa productora | Tipo de aceite |
|---|---|
| Hougthon Hispania | Hidraulic 150 |
| Calvo Sotelo | Telex 5 |
| Campsa | Merak A |
| Esso | Tereso 52 |
| Shell | Telius-Oil 33 |
| Electroquímica Viñals | Hydor 400 |
| Cepsa | Estela H-45 |
| B.P. | HLP-46 |

## SEGUNDA PARTE - MAQUINILLAS O GUINCHES Y HALADORES PARA LA PESCA

### 13. GENERALIDADES

Actualmente existen numerosos aparatos hidráulicos para facilitar el trabajo del pescador. Estos aparatos son construidos fundamentalmente para virar cuerdas, cables o redes.

Anteriormente las maquinillas eran accionadas mecánicamente a partir de un motor por medio de ejes, correas, poleas, etc., pero hoy en día convencidos de las ventajas de los aparatos hidráulicos los antiguos sistemas mecánicos desaparecen.

Las principales desventajas de las transmisiones mecánicas se muestran en la Figura 61.

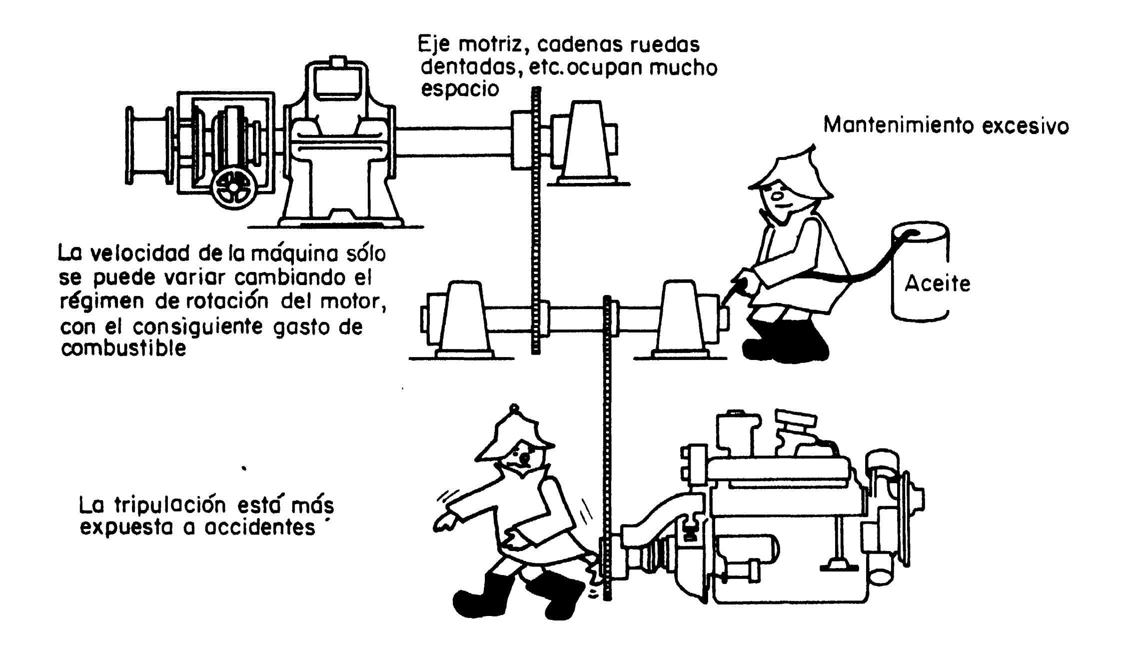



Figura 61 Desventajas de la trasmisión mecánica (Ref. 13)

Otro sistema bastante usado para accionar maquinillas es el eléctrico pero también presenta algunos inconvenientes cuando es comparado con el hidráulico. Las principales desventajas son: el gran tamaño de generadores y motores, la protección especial para trabajos a la intemperie y el precio. (Ver Figura 62.)




Figura 62 Desventajas del sistema eléctrico (Ref. 13)

El tercer sistema que se podría utilizar sería el neumático pero sólo sirve para transmitir pequeñas potencias y además por efecto de la compresibilidad del aire, al aumentar la carga de una máquina varía su velocidad enormemente, con lo que se hace muy difícil de controlar.

Con lo que llegamos a la conclusión de que el sistema de transmisión más adecuado a bordo de un barco de pesca, es el hidráulico.

## 13.1 Ventajas de la Hidráulica en las Embarcaciones de Pesca Pequeñas

La hidráulica tiene numerosas ventajas sobre los sistemas de transmisión mecánica que se usaban anteriormente, como se muestra en la Figura 61:

(i) es capaz de transmitir potencia con eficiencia y seguridad dentro de un radio de acción que abarca las dimensiones de un barco de pesca;

(ii) los actuadores, motores y cilindros que convierten la energía recibida en energía mecánica, pueden trabajar en cubierta sin protección especial;

(iii) el sistema hidráulico es fácilmente controlable, por lo que es sensillo dotarlo de velocidad variable;

(iv) el sistema hidráulico es seguro y además no contamina el ambiente;

(v) el precio es competitivo con cualquiera de los otros sistemas de transmisión.

Al contrario de lo que se piensa, la hidráulica es relativamente simple y las instalaciones de un barco de pesca pequeño no suelen ser complicadas.

Un sistema hidráulico admite variaciones o correcciones en la velocidad y en la potencia, variando las revoluciones y la presión de trabajo.

También permite variaciones de velocidad con más exactitud que un reostato eléctrico.

Los sistemas son estancos y pueden trabajar en condiciones externas severas.

Los circuitos hidráulicos, al utilizar aceite como fluido transmisor, se mantienen lubrificados, reduciendo así el desgaste al mínimo y evitando agarrotamientos. De esta manera se pueden mantener los rendimientos mecánicos de las bombas y de los motores en torno al 90 %.

Los elementos hidráulicos de alta y media presión son pequeños y poco pesados en relación a la fuerza que desarrollan, lo que los hace sumamente interesantes para ser utilizados en los barcos de pesca de pequeño tamaño, en los que es necesario disminuir el peso del equipo de cubierta, sobre todo el que está situado en los lugares más altos del barco.

Por fin, la utilización de transmisiones hidráulicas asegura una mayor seguridad del personal a bordo.

Las transmisiones por cadenas, correas y ejes, han sido en el pasado fuente de numerosos accidentes laborales.

Los equipos hidráulicos permiten salas de máquinas más espaciosas y funcionales, por la supresión de transmisiones rígidas y voluminosas, compuestas por ejes, correas, cadenas, poleas, etc.

Pero la ventaja más importante de todas, en cuanto al armador se refiere, es la práctica ausencia de mantenimiento de las instalaciones hidráulicas. Se limita a esporádicos cambios de filtro, así como cierta vigilancia constante de posibles fugas y nivel de aceite en el tanque. (Ver mantenimiento en la Quinta Parte, Sección 24).

## 13.2 Inconvenientes de la Hidráulica en las Embarcaciones de Pesca Pequeñas

Hay un inconveniente que siempre asusta al armador, es el elevado precio de una instalación hidráulica, en relación al sistema de transmisión mecánica. No obstante las ventajas compensan la diferencia y una vez que se acostumbra a la hidráulica ya no quiere oir hablar del antiguo sistema.

Los principales problemas de las instalaciones hidráulicas aparecen siempre en las primeras horas de funcionamiento y se deben a errores o negligencias de montaje (trataremos de este asunto en la Quinta Parte, Sección 23).

Los otros inconvenientes son inherentes a la hidráulica por su propia naturaleza.

Peligro de incendio: los aceites utilizados son generalmente aceites minerales, por lo tanto inflamables. Una pequeña fuga puede vaporizar el aceite y la presencia de una llama o de una fuente de calor próximas pueden producir incendio o explosión.

Pérdidas de carga: el rozamiento del aceite dentro de los tubos y de las válvulas del circuito producen una pérdida de carga, la cual deberá ser tenida en cuenta al efectuar los cálculos de la instalación.

Presencia de aire en el aceite: al poner en marcha una instalación se verifica la presencia de aire en el circuito que puede ser eliminado tomando ciertas precauciones (ver Quinta Parte, Sección 23). Los fluidos pueden llegar a contener hasta un 5 % de aire en suspensión. Este aire batido con el aceite crea una emulsión. Hay aditivos para el aceite que reducen este efecto. La presencia de aire en el circuito produce vibraciones, ruido y golpes de ariete. Los golpes de ariete son también producidos por el cierre instantáneo de una válvula o de un distribuidor.

# 14. HALADORES

Se conoce con el nombre genérico de haladores todos aquellos aparatos de abordo cuyo cometido consiste en izar redes principalmente, aunque también algunos sirven al mismo tiempo para recoger nasas y palangres o líneas.

Existen muchos modelos diferentes pues cada fabricante procura darle un toque diferente pero el principio del funcionamiento es igual. También hay una gama muy amplia de tamaños que abarca desde los usados por pequeñas embarcaciones artesanales hasta los usados por grandes atuneros oceánicos.

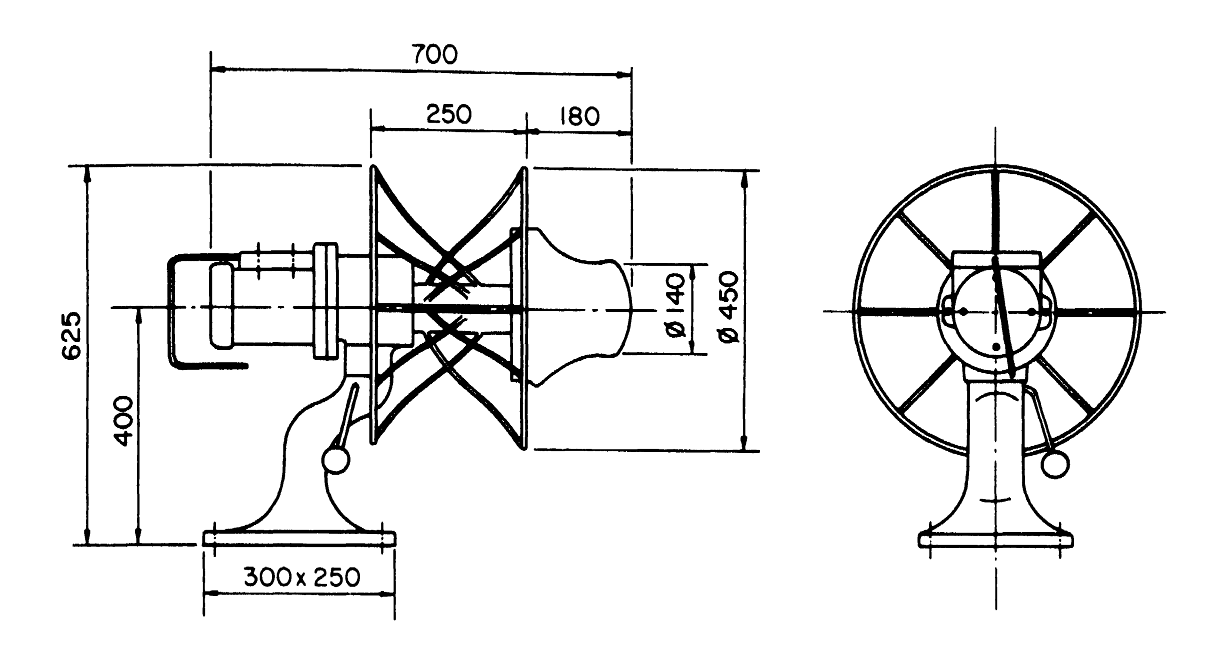
Atendiendo a su forma de trabajar, los haladores pueden ser divididos en dos clases:

- haladores fijos,
- haladores suspendidos.

## 14.1 Haladores Fijos

Estos haladores se colocan normalmente sujetos a la borda de la embarcación, izan la red por adherencia; la mayoría consiste en un tambor rotativo, recubierto, que se apoya en dos rodamientos situados en las gualderas laterales que protejen la red para que no salga del tambor.

Este tipo de halador se emplea principalmente para trabajar con redes de enmallar en todas sus variedades (Figuras 63 y 64), pero sólo en barcos menores, y pescando en superficie o en aguas poco profundas, puesto que aunque el halador puede tener una fuerza de tracción de cerca de 500 kgf, a partir de 150 o 160 kgf comienza a patinar.




| Modelo | Fuerza de tracción | Velocidad de izado | Presion de trabajo | Caudal | Motor tipo | Potencia de la bomba |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | kgf | m/min | Bar | lit/min | | CV |
| HE 150 | 150 | 40 | 70 | 13,5 | OMP 160 | 3 |
| HE 300 | 300 | 35 | 100 | 16 | OMP 200 | 5,5 |

NOTA : Los dos modelos tienen las mismas dimensiones, lo único que varía es el tipo del motor

Figura 63 Halador de red de enmalle

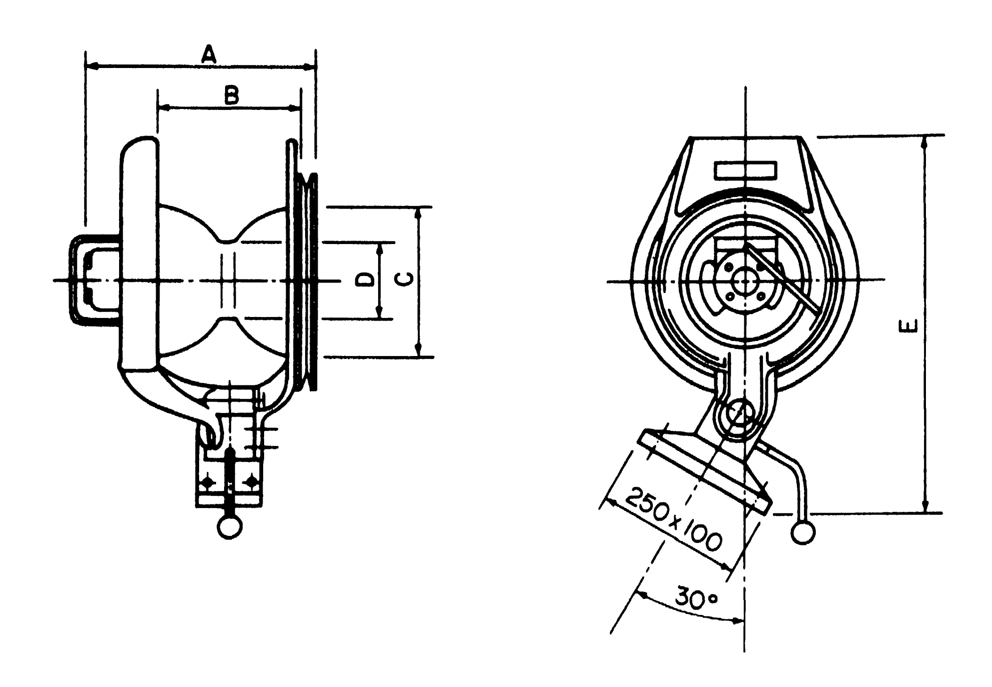
Este halador se sitúa casi siempre en la amura ya sea a babor o a estribor. Cuando el halador está izando la red el barco sigue la red. El pedestal del halador suele ser giratorio, así que se auto-orienta convenientemente. Casi todos estos haladores tienen unos platos cónicos laterales para izar líneas o palangres.

Si el barco es mayor y pesca con redes de enmallar en profundidades medias, necesita otro tipo de halador con más superficie de adherencia, como el que se muestra en la Figura 65 en el cual como se ve, los dos rodillos son motrices.

Los haladores que se muestran en las figuras anteriores, dan una idea de la manera de realizar el halado, sin embargo existen en el mercado un enorme número de diferentes modelos de halador, tanto para la modalidad de redes de enmallar como para palangre y líneas.

En Europa no son muy conocidos los sistemas japoneses de halar redes de enmalle, puesto que podemos considerar auto-abastecido el mercado de estas máquinas. Los japoneses usan unos haladores construidos con unas bolas de goma, que según el modelo funcionan suspendidas o apoyadas en cubierta.

Los haladores para palangre, excepto los más simples, son máquinas verdaderamente sofisticadas, que ocupan una gran superficie del barco; más aún, se construyen barcos actualmente adaptados al propio sistema de pesca.




| Modelo | Fuerza de tracción | Velocidad de izado | Presión de trabajo | Caudal | Motor tipo | Potencia de la bomba |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | kgf | m/min | Bar | lit/min | | CV |
| HC 250 | 250 | 40 | 90 | 13 | OMR 160 | 4 |
| HC 400 | 350 | 40 | 120 | 16 | OMR 200 | 6 |

| Modelo | Dimensiones en milímetros | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | A | B | C | D | E |
| HC 250 | 330 | 220 | 250 | 150 | 610 |
| HC 400 | 520 | 280 | 325 | 175 | 830 |

Figura 64 Halador combinado enmalle-palangre

El sistema más sofisticado lo presenta la casa Mustad de Noruega, con su modelo "Autoline", así como también el sistema que presenta Bjørshol de "Turboline" (ver Figura 69) que también es sumamente complejo. Con estos sistemas el personal necesario a bordo es mínimo, puesto que todas las operaciones se realizan mecánicamente de una manera automática, sin la intervención del pescador. Inclusive, el cebado es automático.

El inconveniente que tienen es que han sido diseñados para operar con un sólo tipo de línea, un sólo tipo de anzuelo y a veces pescar una sóla especie de pescado. Como consecuencia, estos sistemas no son versátiles y no permiten su implantación en zonas de pesca donde las especies a capturar varían mucho.

500
Rodillos recubiertos de goma estriada
Ø 250
Ø 250
500
1000
~700
Motores hidraulicos
Orientable
Ø 500

Figura 65 Halador de redes de enmallar

Existe también un sistema semi-automático, irlandés, que adolece del mismo defecto.

Marco, de EE.UU., acaba de lanzar al mercado un nuevo modelo de sistema para trabajar con palangres, cuyo resultado no es muy conocido en Europa hasta el momento.

Dentro de los sistemas automáticos o semi-automáticos de halar palangre, el más polivalente y menos caro consiste en utilizar las grapas desmontables que, unido a un tambor o tambores para recoger la línea madre, así como a una máquina de cebar automática, constituyen el conjunto más versátil de cuantos existen en el mercado, dentro de una inversión razonable. (Ver Figuras 66, 67, 68.)

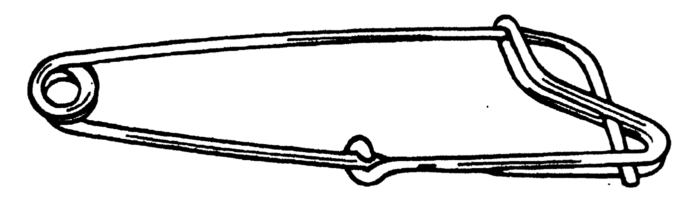


Figura 66 Grapa de palangre

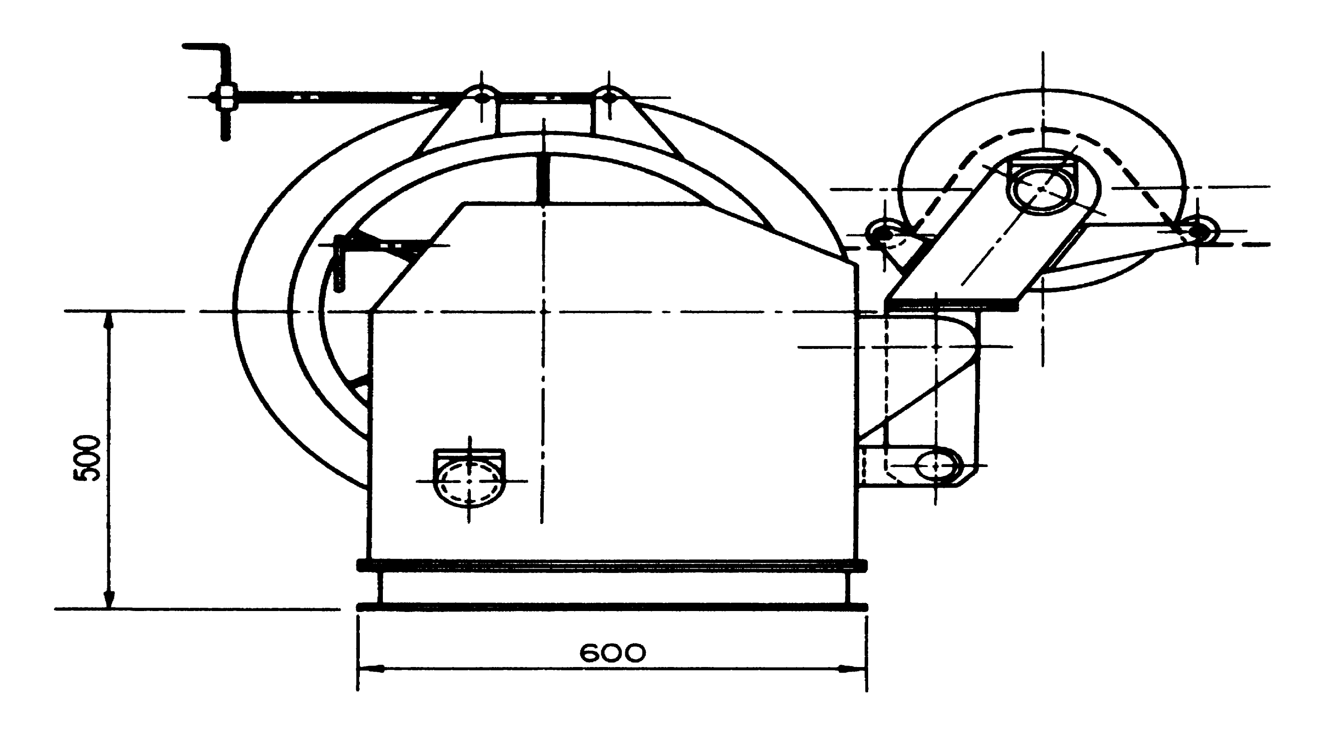



Figura 67  Tambor para palangre

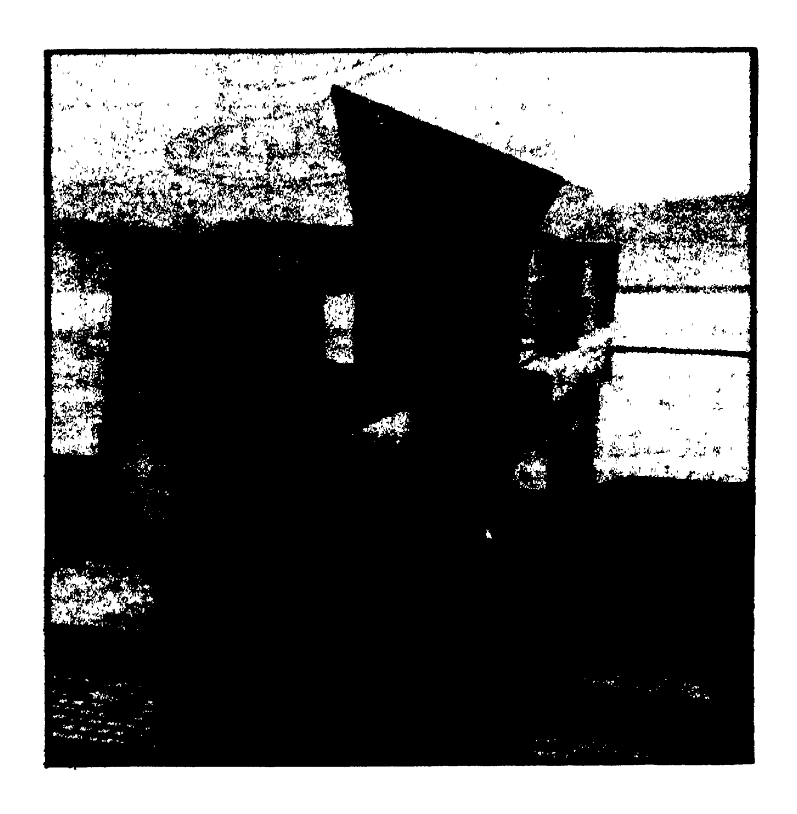


Figura 68  Máquina de cebar (Ref. 14)

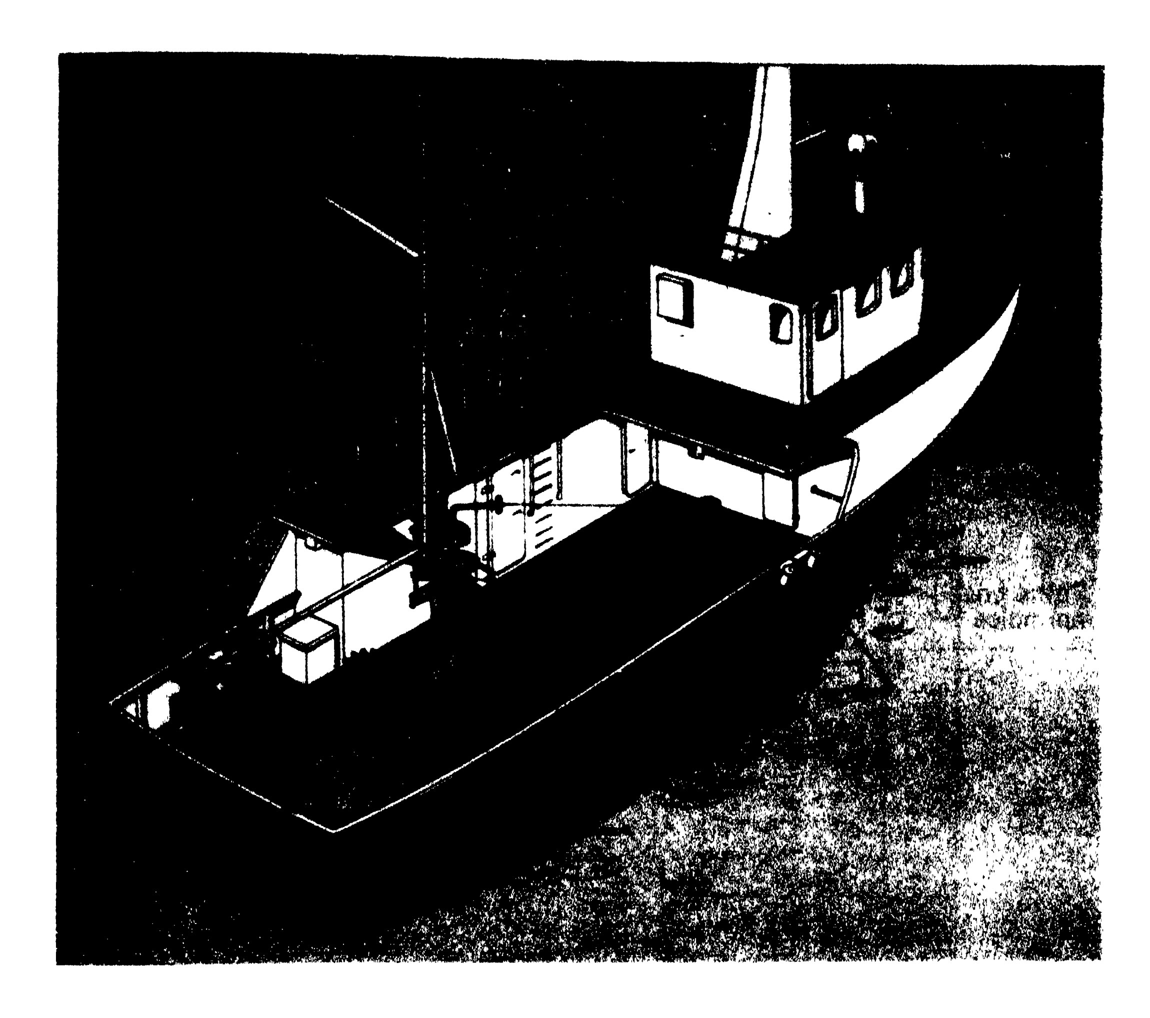


Figura 69 Sistema Turboline (Ref. 15)

Como halador fijo, podemos considerar también el llamado Triplex que es un halador compuesto por tres rodillos recubiertos de goma y que funcionan sobre un pedestal basculante que se instala en la cubierta, cerca de la borda, y sirve para halar la red de cerco. (Ver Figuras 70 y 71.)

Este halador tiene la ventaja de su gran poder de adherencia y por lo tanto de tracción, trabajando al mismo tiempo muy cerca de la cubierta, por lo que el par de vuelco del barco se reduce al mínimo, en comparación con los haladores colgados, de los que hablaremos más adelante.

El inconveniente es que hay que instalar a bordo otro halador con el objeto de elevar la red, lo suficiente para poder realizar la maniobra de estiba, a popa, con comodidad.

El halador Triplex es de precio elevado pero es muy conveniente para trabajar en mares agitados.

## 14.2 Haladores Suspendidos

El más popular de todos los haladores suspendidos es el halador para red de cerco o también llamado 'Power Block', que inició su funcionamiento en los años 50, en EE.UU., pero que hoy está ampliamente difundido a nivel mundial. Su característica principal es su simplicidad.

Antiguamente se usaba suspendido de un palo de carga, pero hoy en día, con la introducción de las grúas hidráulicas a bordo de los barcos de pesca, suele ser maniobrado por una de ellas; pues tiene la ventaja de poder colocarse y desmontar en unos instantes.

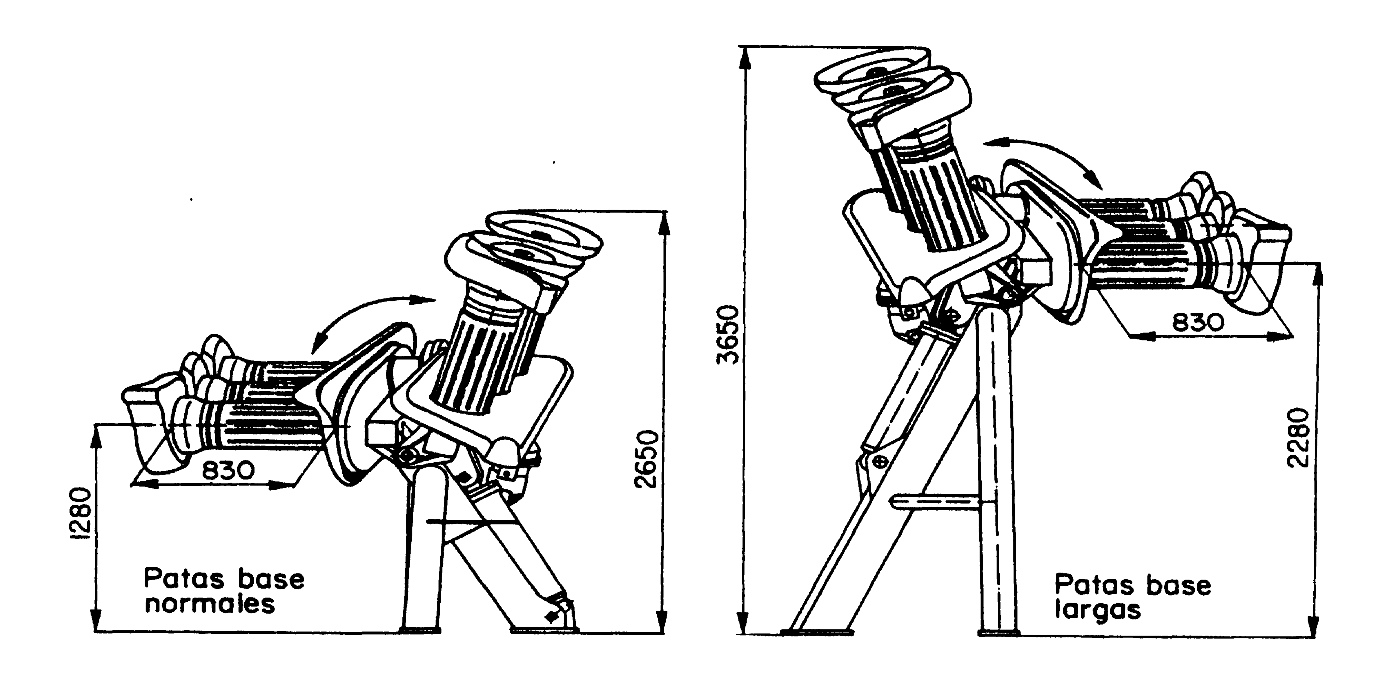
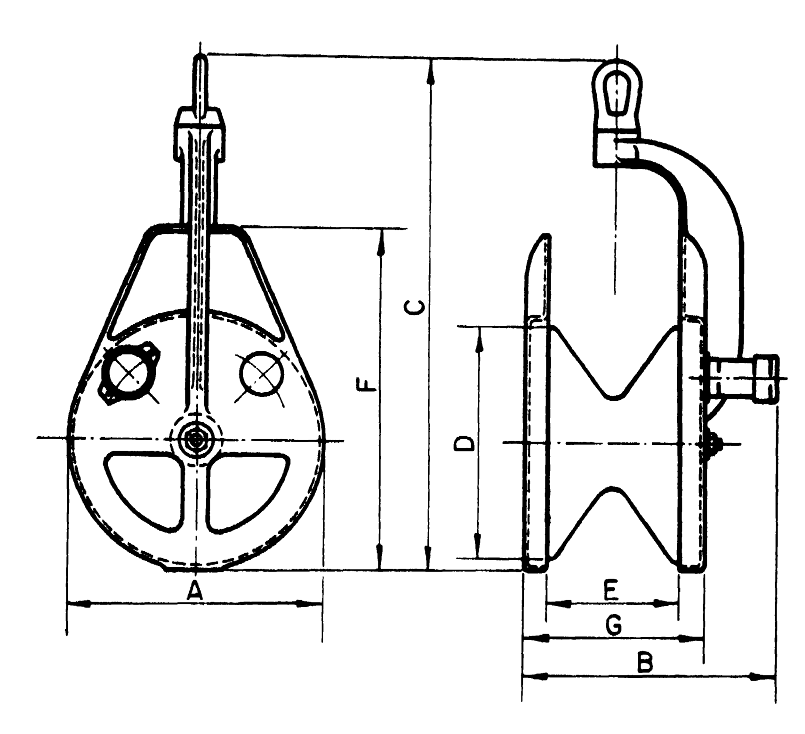



Figura 70 Halador Triplex (Ref. 15)

Figura 71 Halador Triplex instalado a bordo (Ref. 15)

Este halador funciona sólo por adherencia. Para ello cuenta con un tambor giratorio recubierto de goma. Cuanto mayor sea la superficie de contacto existente entre la red y el tambor, el trabajo del halador será más efectivo. Asimismo, cuanto más alto trabaja el halador es mayor el ángulo de contacto entre la red y el tambor. Lo contrario ocurre cuando el halador trabaja muy bajo. Por tanto, el halador debe trabajar en una posición intermedia, en la cual no ponga en peligro la estabilidad del barco por demasiado alto, ni patine por demasiado bajo. En la Figura 72 se presenta un halador de tipo abierto. El de tipo cerrado es igual en tamaño y dimensiones generales, pero cerrado en su parte superior (ver Figura 73).




| A | B | C | D | E | F | G | TRACCION | VELOC. |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | kgf | m/min. |
| 410 | 440 | 900 | 380 | 180 | 540 | 280 | 1 000 | 40 |
| 540 | 540 | 1090 | 515 | 280 | 720 | 380 | 1 500 | 40 |
| 670 | 650 | 1350 | 650 | 350 | 900 | 470 | 1 700 | 40 |
| 800 | 800 | 1200 | 770 | 410 | 1000 | 580 | 2500 | 45 |

Figura 72 Halador suspendido o Power Block (tipo abierto)

## 15. MOLINETES DE ANCLAS

Los molinetes de anclas sirven a bordo para facilitar la maniobra de amarras y para recoger las anclas. En los barcos de pesca no se utilizan a menudo, porque el ancla se recoge con otros medios existentes a bordo, por ejemplo, con una maquinilla de cabirones o cualquier otra máquina auxiliar de cubierta. No obstante, en barcos de pesca de 20 a 30 m, ya se exigen en algunas sociedades clasificadoras molinetes de anclas, diseñados para este trabajo específico.

Los molinetes hidráulicos tienen la ventaja de permitir una instalación simple y una seguridad de trabajo sin problemas, desarrollando al mismo tiempo una potencia suficiente para otros trabajos.

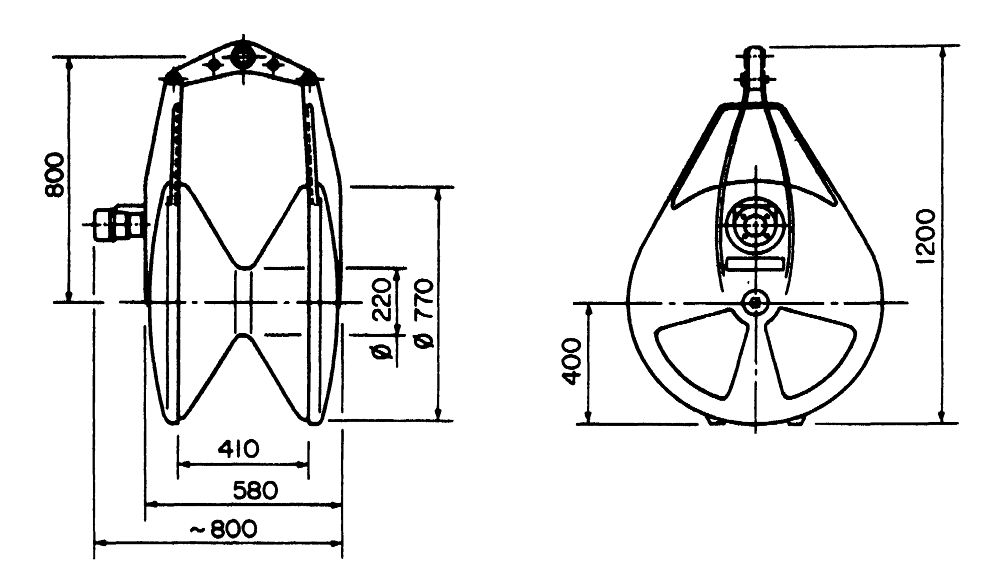



Figura 73 Halador suspendido o Power Block (tipo cerrado)

Los molinetes de anclas constan de un eje horizontal, en el que van montados uno o dos barbotenes para cadena, uno o dos cabirones para maniobras de amarra o a veces un tambor en sustitución de los barbotenes, en el cual se enrolla el cable que sustituye a la cadena. En este último caso se suele utilizar medio largo de cadena a continuación del ancla.

El comando del molinete de anclas si es hidráulico se realiza localmente. Para poder realizar la maniobra de amarras independientemente de las de ancla suele existir un embrague para aislar el funcionamiento de los barbotenes del de los cabirones. También existen frenos para asegurar los barbotenes o el tambor antes referido. Como en este caso la seguridad es tan importante, se emplean además, como medida doble de seguridad, estopores para fijar la propia cadena (ver molinete en la Figura 74.)

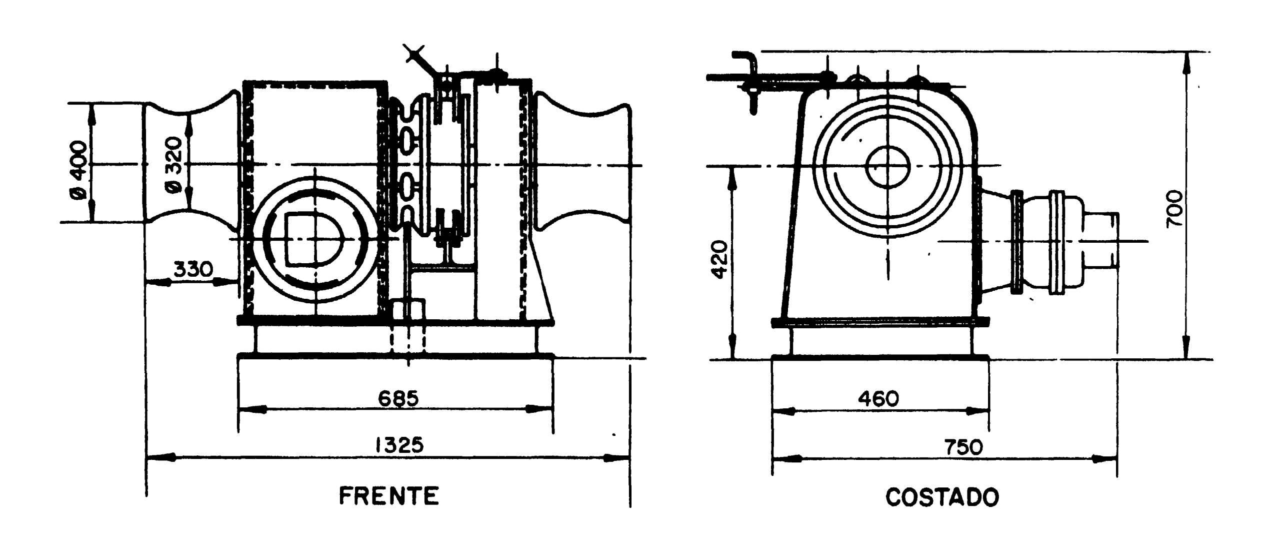


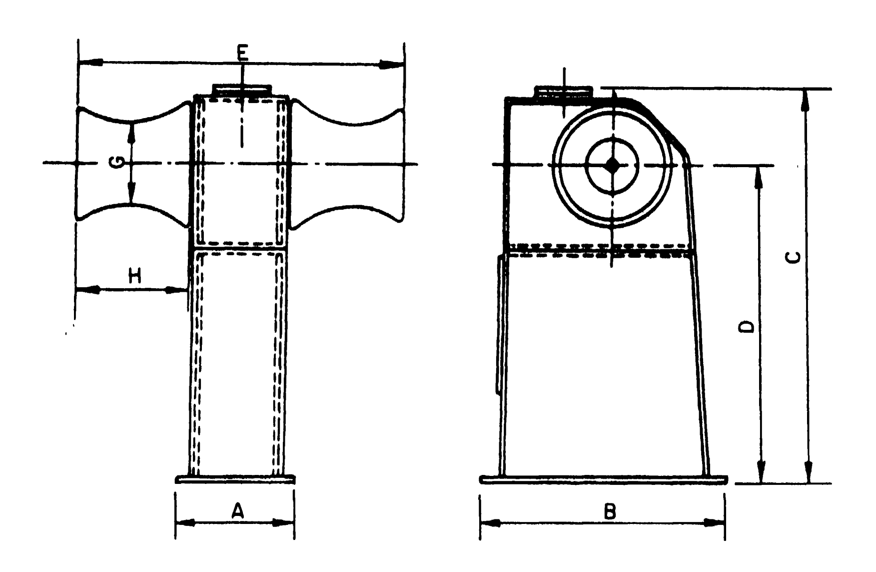

Figura 74 Molinete para ancla

## 16. MAQUINILLAS DE CERCO, ARRASTRE Y TAMBORES DE RED

### 16.1 Maquinillas o Güinches

El aparato más necesario en la cubierta de un barco de pesca es la maquinilla que se utiliza para cobrar cabos. Casi todos los barcos de pesca con excepción de los pequeños botes artesanales,

tienen una o varias maquinillas a bordo, puesto que diferentes tipos de pesca exigen diferentes tipos de maquinilla. La más simple de todas es la de cabirones (ver Figura 75), que puede constar de un cabirón, dos o tres, dependiendo del tipo de pesca.




| A | B | C | D | E | G | H | Tracción kgf | Velocidad m/min |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 520 | 555 | 730 | 580 | 945 | 220 | 300 | 800 | 40 |
| 520 | 650 | 975 | 755 | 950 | | | 1750 | |
| 340 | 620 | 1025 | 825 | 865 | | | 2000 | |
| 545 | 895 | 1275 | 845 | 1175 | 320 | 330 | 3000 | |
| 545 | 950 | 1100 | 845 | 1150 | | | 4000 | |
| 600 | 1000 | 1300 | 900 | 1200 | | | 6000 | |

Figura 75 Maquinilla de cabirones

La maquinilla se va haciendo más compleja, si en vez de cobrar el cabo, al mismo tiempo lo almacena, para lo cual necesita un tambor, dos o varios.

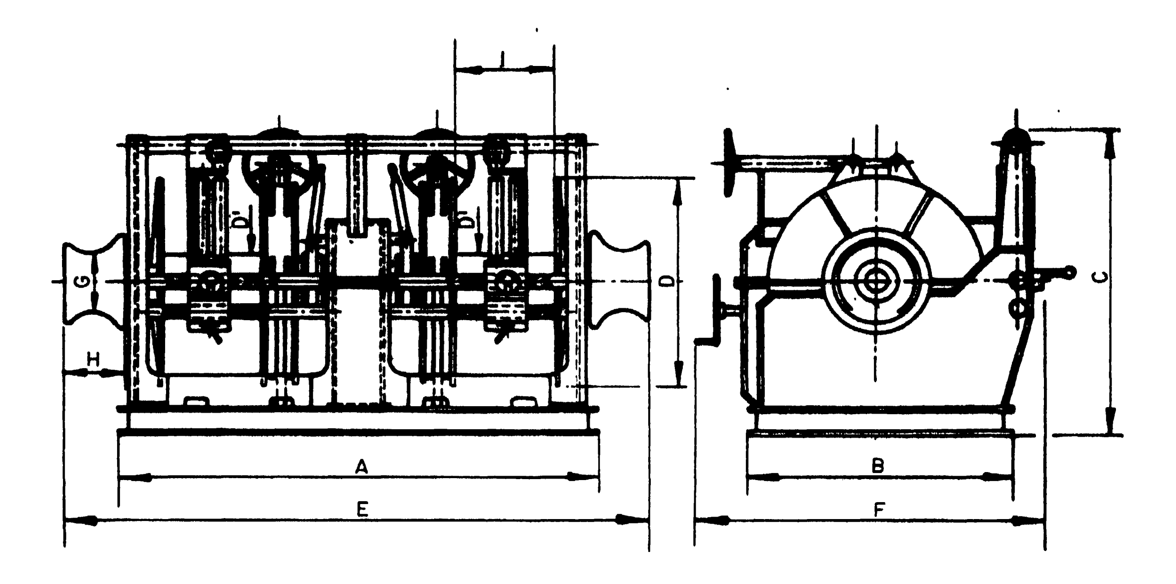
La complejidad se hace mayor cuando estos tambores van provistos de embragues, frenos, estibadores de cabo y mandos a distancia, hasta llegar a algunas máquinas verdaderamente sofisticadas que existen hoy en día. (Ver Figura 76.)

Maquinilla o Güinche con Caja Reductora Lateral

La maquinilla de varios tambores puede ser utilizada tanto en pesca de cerco como en pesca de arrastre.

Tiene normalmente una caja reductora central accionada por un motor hidráulico, un tambor a cada lado de la caja y un cabirón en cada extremo del eje.

Cada tambor puede ser desembragado por medio de una palanca y también puede ser frenado independientemente uno de otro. Normalmente cada tambor está provisto de un estibador de cabo.




| A | B | C | D | D' | E | F | G | H | I | Tracción | Velocidad | Capacidad | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | | | kgf | m/min | Ø | m C/T |
| 1850 | 725 | 1100 | 700 | 200 | 2400 | 1150 | | | 400 | 1600 | 72 | 12 | 1000 |
| 2050 | 800 | 1150 | 800 | | 2600 | 1250 | 220 | 300 | 500 | 2500 | 80 | 14 | 1250 |
| 2250 | | 1200 | | | 2800 | 1300 | | | 600 | 4000 | 80 | 14 | 1350 |
| 3450 | 1300 | 1350 | 1000 | 300 | 4125 | 1500 | | | 900 | 5000 | 80 | 18 | 2100 |
| 3750 | 1600 | 1400 | | | 4425 | 1600 | 320 | 330 | 1000 | 6000 | 90 | 19 | 2000 |
| 4025 | 1800 | 1450 | 1150 | | 4750 | 1900 | | | 1400 | 8000 | 90 | 22 | 3000 |

m C/T - metros en cada tambor

Figura 76 Maquinilla o güinche de arrastre

Esta maquinilla puede tener la caja reductora localizada a un lado para permitir que los dos tambores queden juntos, como es el caso de los barcos de cerco. Esto se hace con el objeto de que la distancia entre centros de tambores sea mínima para que el pescante de las pastecas no resulte desmesuradamente grande (Figura 77).

Hay también maquinillas de cerco con tambores paralelos en lugar de tenerlos localizados en línea. Estas maquinillas son llamadas también de combinación, dado que las dimensiones pequeñas que adquieren en los barcos menores de 30 m permiten utilizarlas para cerco y arrastre alternativamente (Figura 78).

Dado que este libro está dedicado a barcos pesqueros de pequeñas dimensiones (menores de 30 m de eslora total), no tocaremos el tema de las máquinas de tambores múltiples que se utilizan en los grandes arrastreros, ni en los atuneros oceánicos.

En la Figura 79 se muestra la manera como normalmente es utilizada la maquinilla o güinche de combinación, en pesca de cerco y en pesca de arrastre.

Estibador de Cabo

Hay dos tipos de estibadores de cabo: manual y automático.

Estibador Manual

En este caso el desplazamiento de los rodillos que guían el cabo para facilitar su estibado se realiza por medio de un volante que acciona una cremallera que va fijada al marco que soporta los

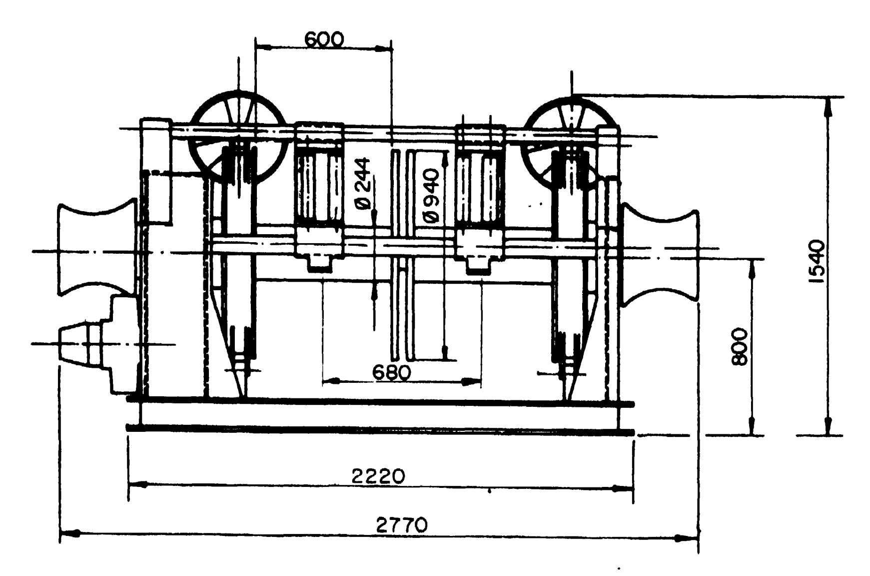



Figura 77 Maquinilla o güinche con caja reductora lateral

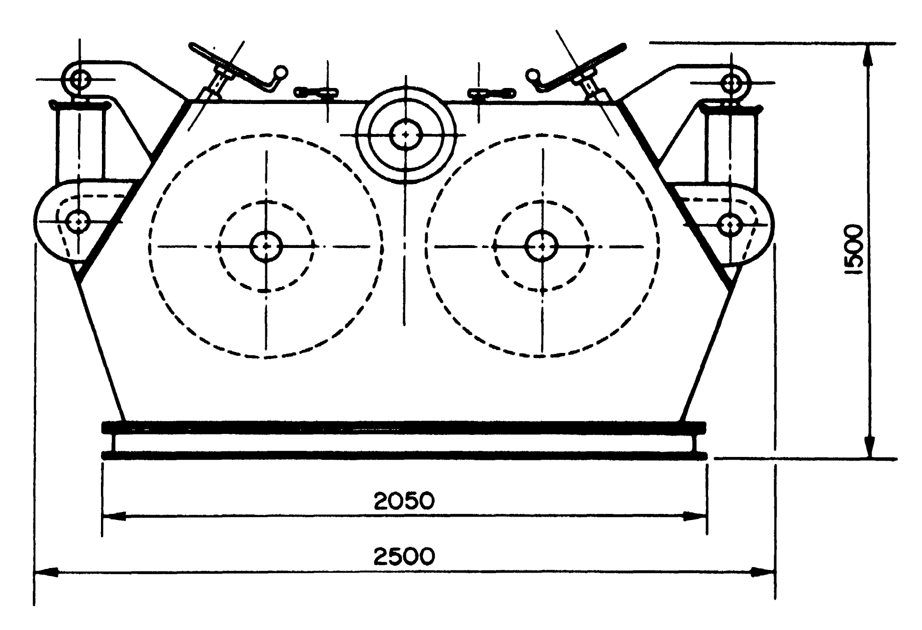



Figura 78 Maquinilla o güinche de combinación

rodillos y se acciona en un sentido y en otro. Este movimiento se puede realizar también por medio de un husillo roscado que atraviesa la máquina en el sentido longitudinal paralelo al eje de la maquinilla. En este caso suele llevar dos volantes, uno en cada lado y la función que realiza es la misma de vaivén del carro de los rodillos estibadores.

En ambos casos la precisión de estibado de los cables depende del operador.

Estibador Automático

El estibador automático tiene igual que el anterior un conjunto de rodillos de guía cable para cada tambor pero la diferencia consiste en que el accionamiento del movimiento de vaivén de las guías se realiza por medio mecánicos y la estiba del cable está sincronizada con las revoluciones del tambor, de manera que la estiba es casi perfecta si el sincronismo está bien calculado.

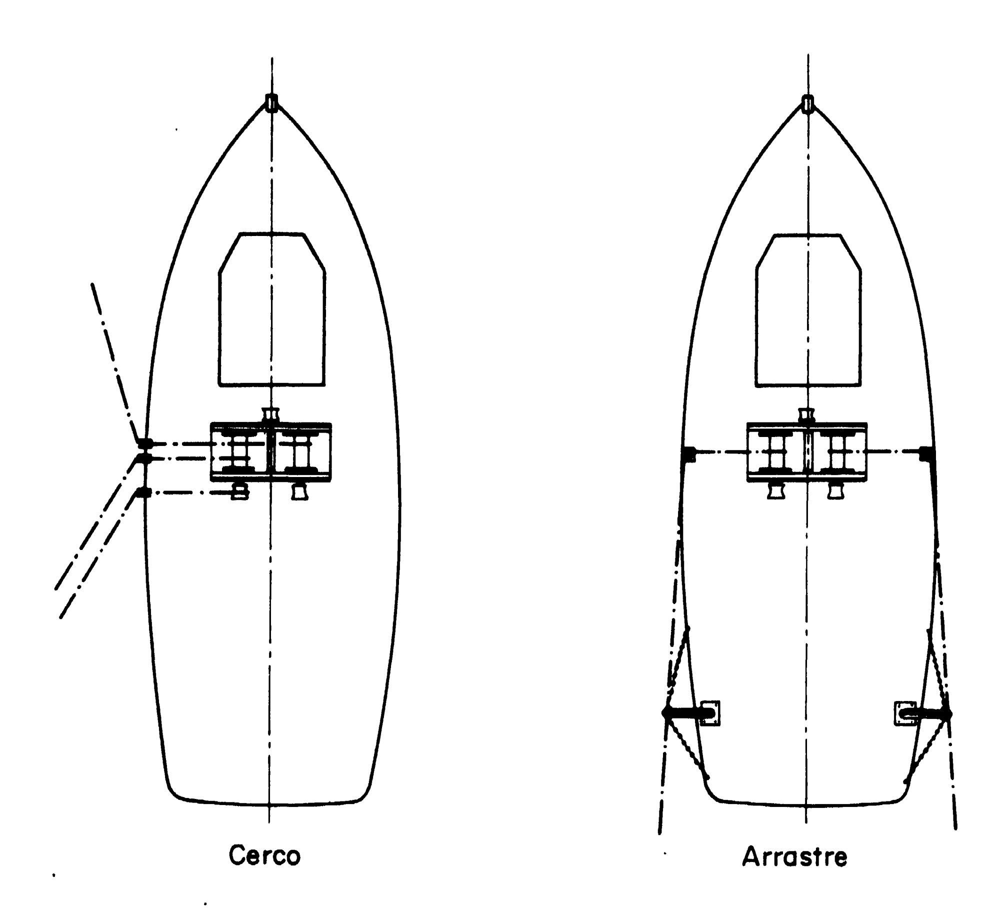



Figura 79 Utilización de la maquinilla o güinche de combinación

Hay varios sistemas de realizar el sincronismo, pero el más conocido de todos y el más ampliamente utilizado por tanto consiste en un husillo de rosca diamante por cuyo canal se desliza una cuña de bronce que avanza a medida que gira el husillo y esta cuña está presa en una caja, en la que están montados los rodillos de guía del cable.

Maquinilla Partida

La utilización de las transmisiones hidráulicas permite montar las maquinillas en los lugares más idóneos para su funcionamiento más racional. De esta manera en vez de utilizar un güinche o maquinilla, podemos utilizar dos, una para cada cabo de arrastre, separadas una de la otra.

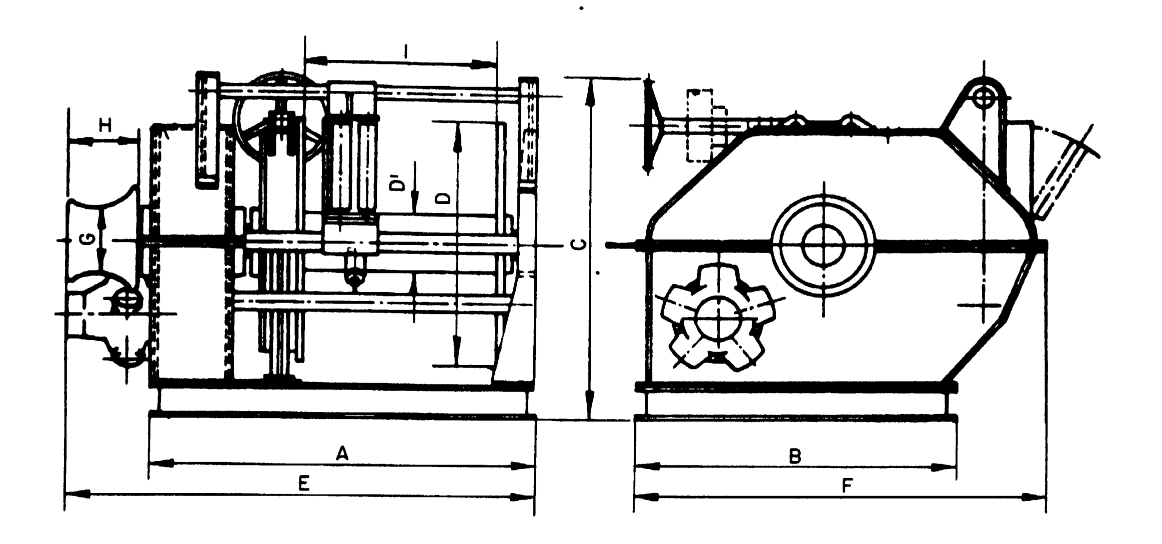
Este tipo de máquinas se utilizan principalmente en los pequeños arrastreros por popa, en los cuales las distancias son cortas y las maquinillas partidas permiten una mejor orientación de las mismas con respecto a las pastecas de popa.

Al estar movida cada una de las maquinillas por un motor diferente, se produce un problema de sincronismo, pero actualmente la manera más fácil de resolver este problema consiste en utilizar una bomba doble, con el mismo caudal en los dos cuerpos, o dos bombas simples iguales, movidas por una caja multiplicadora. Hay otros sistemas más complejos pero no suelen ser utilizados en barcos pequeños.

Estas maquinillas pueden ser mandadas localmente, en cuyo caso el freno y embrague son de accionamiento manual, o pueden ser mandadas por control remoto, generalmente desde el puente, en cuyo caso el freno y el embrague suelen ser accionados hidráulicamente. En la Figura 80 aparece una maquinilla o güinche, la otra es simétrica.

Maquinilla de Camaronero

En los países de aguas tropicales la pesca del camarón se realiza con pequeños barcos de arrastre, a veces provistos de tangones. En cada una de las puntas de estos tangones (de 9 m más o menos de longitud, dependiendo del tipo de barco), va colocada una pasteca de arrastre por la que




<table>
<tr><th rowspan="2">A</th><th rowspan="2">B</th><th rowspan="2">C</th><th rowspan="2">D</th><th rowspan="2">D'</th><th rowspan="2">E</th><th rowspan="2">F</th><th rowspan="2">G</th><th rowspan="2">H</th><th rowspan="2">I</th><th>Fuerza de tracción</th><th>Velocidad max</th><th colspan="2">Capacidad de cable</th></tr>
<tr><th>kgf</th><th>m/min</th><th>Ø</th><th>m C/T</th></tr>
<tr><td rowspan="2">1000</td><td rowspan="2">1000</td><td rowspan="2">1000</td><td rowspan="2">650</td><td rowspan="2">240</td><td rowspan="2">1200</td><td rowspan="2">1200</td><td rowspan="4">250</td><td rowspan="4">250</td><td rowspan="2">650</td><td>750</td><td rowspan="10">110</td><td>10</td><td>1500</td></tr>
<tr><td>1000</td><td>10</td><td>1500</td></tr>
<tr><td rowspan="2">1500</td><td rowspan="2">1400</td><td rowspan="2">1300</td><td rowspan="2">1000</td><td rowspan="2">273</td><td rowspan="2">1600</td><td rowspan="2">1700</td><td rowspan="2">700</td><td>1500</td><td>12</td><td>2000</td></tr>
<tr><td>2000</td><td>14</td><td>2000</td></tr>
<tr><td rowspan="3">1637</td><td rowspan="3">1510</td><td rowspan="3">1575</td><td rowspan="5">1200</td><td rowspan="5">300</td><td rowspan="3">1900</td><td rowspan="3">1905</td><td rowspan="6">320</td><td rowspan="6">330</td><td rowspan="3">780</td><td>2500</td><td>16</td><td>2500</td></tr>
<tr><td>3500</td><td>18</td><td>2500</td></tr>
<tr><td>5000</td><td>18</td><td>2500</td></tr>
<tr><td rowspan="2">1893</td><td rowspan="2">1660</td><td rowspan="2">1800</td><td rowspan="2">2330</td><td rowspan="2">2110</td><td rowspan="2">1000</td><td>6000</td><td>22</td><td>2300</td></tr>
<tr><td>8000</td><td>22</td><td>2300</td></tr>
<tr><td>2260</td><td>1780</td><td>1800</td><td>1300</td><td>324</td><td>2800</td><td>2600</td><td>1100</td><td>9000</td><td>24</td><td>2500</td></tr>
</table>

m C/T - metros en cada tambor

Figura 80 Maquinilla o güinche partido o 'split'

pasa el cabo real; por este motivo se necesita una maquinilla que tenga los dos tambores paralelos, como es el caso de la maquinilla de combinación antes descrita, que sirve perfectamente para este cometido (ver Figura 82).

Dado que la presencia de camarón en el fondo es muy difícil de detectar por medios electrónicos, se utiliza una tercera red, llamada de prueba, de dimensiones mucho menores que las otras, la cual se larga y se cobra una vez cada 10 min o un cuarto de hora, mientras las otras permanecen en el fondo. De esta manera se sabe con cierta exactitud cual es la cantidad de camarón que se está pescando en cada momento.

Antiguamente, cuando la transmisión era mecánica, la maquinilla tenía tres tambores, el tercero de estos tambores era el que se utilizaba para la maniobra de la red de prueba. Hoy en día, gracias a la flexibilidad de los sistemas hidráulicos, este tercer tambor es una maquinilla independiente que se localiza en un sitio más idóneo que el que tenía anteriormente (ver Figura 81).

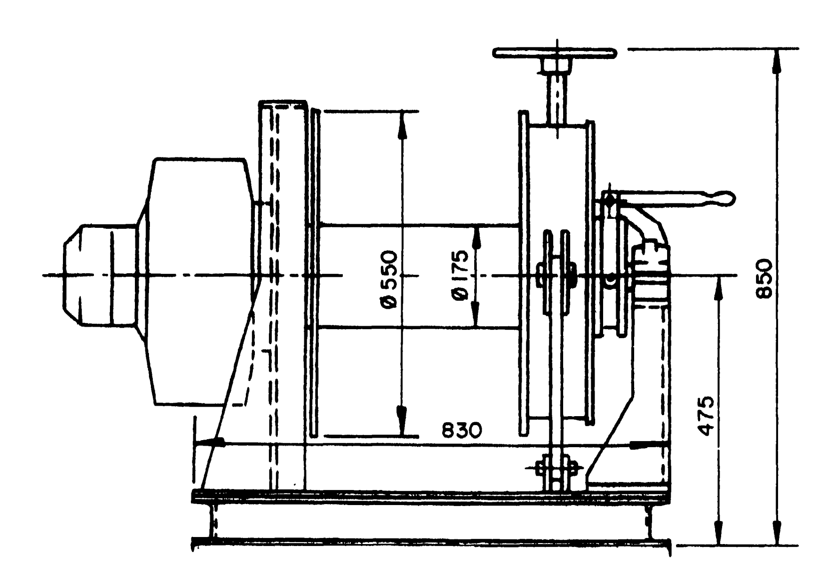



Figura 81 Maquinilla o güinche para red de prueba

Maquinillas o Güinches Auxiliares

En los modernos barcos de pesca de mayor tamaño se intenta automatizar al máximo todas las maniobras de cubierta. Para ello se necesitan las llamadas maquinillas o güinches auxiliares que son empleadas en los más diversos usos, por ejemplo maniobra de amantillos, de plumas de carga, de copo de red de arrastre, etc.

Esta maquinilla auxiliar es de diseño y construcción muy simple, tanto si trabaja fija en cubierta (Figura 83), como si trabaja sujeta en un palo (Figura 84) o en los pies del pórtico de popa. En los dos casos el accionamiento puede ser efectuado por medio de una caja reductora convencional y un motor hidráulico o también por un motorreductor hidráulico con freno incorporado como aparece en la Figura 83, o por motor directo como se muestra en la Figura 84.

La tracción de estas máquinas varía de acuerdo con el tamaño del barco de pesca y suele ser de 1 000 kgf para los pequeños, 2 000 kgf para los de tamaño medio y 3 000 kgf para los de 25 a 30 m. La máquina suele ser la misma variando en cada caso el motor o el motorreductor.

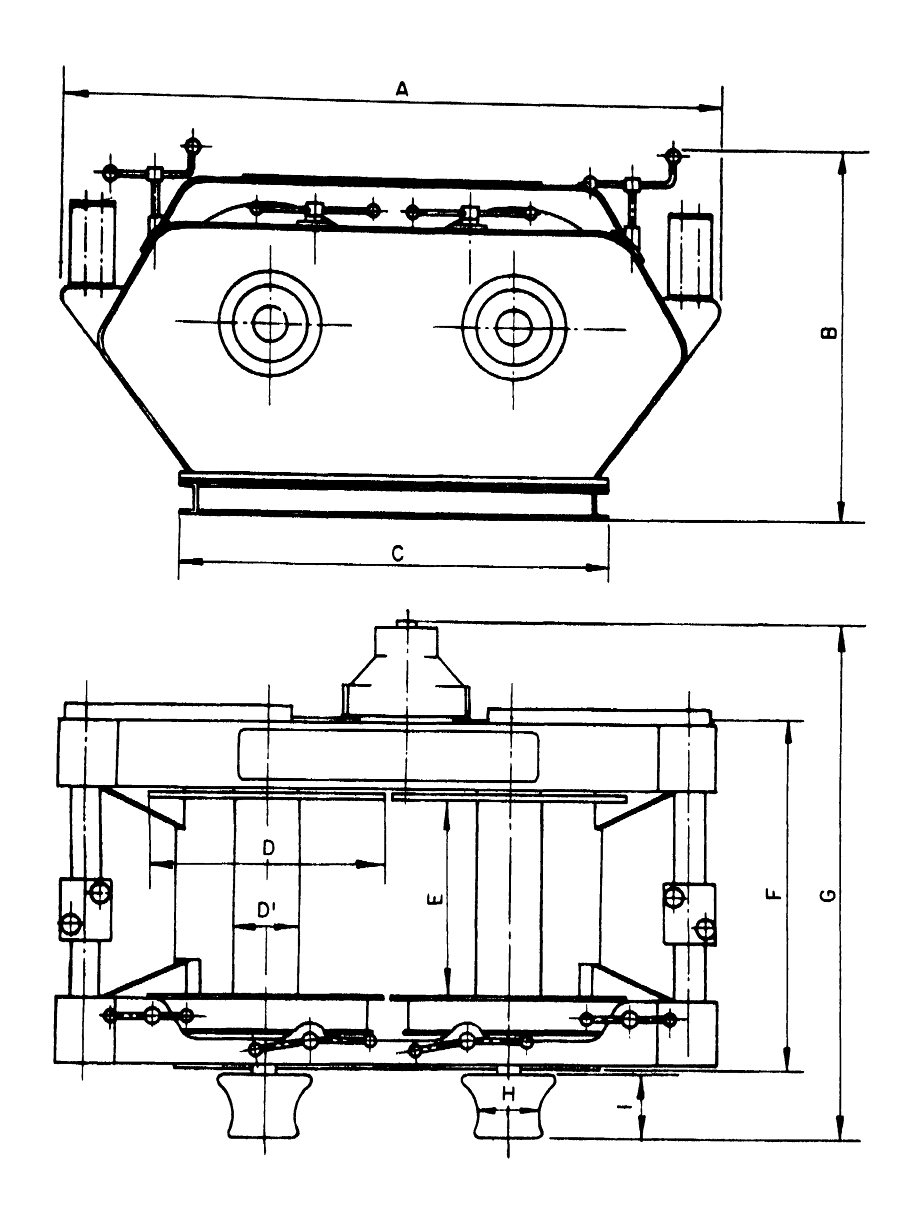
Cuando la maquinilla o güinche va a ser usada en la función de amantillo, dado que debe soportar el peso de la pluma de carga, además del freno lleva también trinquete, por motivos de seguridad.

Entre las maquinillas auxiliares más importantes se encuentran las de carga, ostas y amantillo en los barcos de cerco, y de carga y copo de red, en los arrastreros.

Por ser cada día más común el uso de la grúa en los barcos de pesca, las maquinillas de carga están cayendo en desuso. Sin embargo la maquinilla o güinche de copo de red sigue en vigor (ver Figura 83).

Frenos Hidráulicos

Existen dos tipos de frenos hidráulicos, uno de ellos es el freno hidráulico de discos que se utiliza para frenar a distancia ciertos tipos de maquinillas o guïnches que se instalan en barcos de pesca de tamaño mayor.




| A | B | C | D | D' | E | F | G | H | I | Fuerza de tracción | Velocidad max | Capacidad de cable | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | | | kgf | m/min | Ø | m C/T |
| 1000 | 900 | 1100 | 500 | 150 | 400 | 800 | 1175 | 220 | 220 | 1500 | 90 | 12 | 400 |
| 1750 | 1150 | 1650 | 600 | 220 | 500 | 1400 | 1800 | | | 2500 | | 14 | 500 |
| 2250 | 1250 | 1500 | 820 | 220 | 660 | 1175 | 1800 | 320 | 320 | 3500 | | 16 | 1000 |
| 2500 | 1500 | 2050 | 1000 | 273 | 750 | 1450 | 1800 | | | 5000 | | 18 | 1500 |

Figura 82 Maquinilla o güinche de camarón

En las embarcaciones de pesca, menores de 30 m, los frenos hidráulicos consisten principalmente en un cilindro que aplicado a la cinta de freno de los tambores, puede ser accionado a distancia y además de no implicar complicaciones, permite actuar dicha cinta de freno manualmente, por medio de un husillo y un volante.

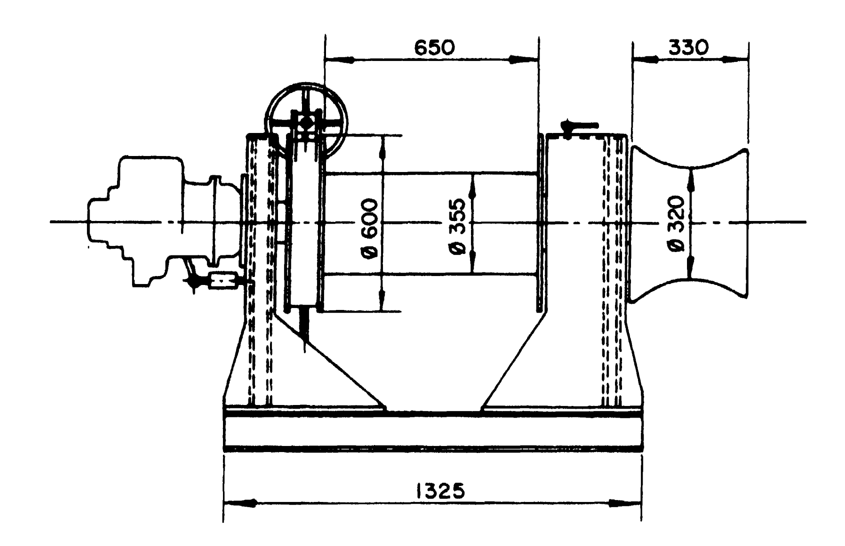



Figura 83 Maquinilla o güinche de copo de red (fijación en cubierta)

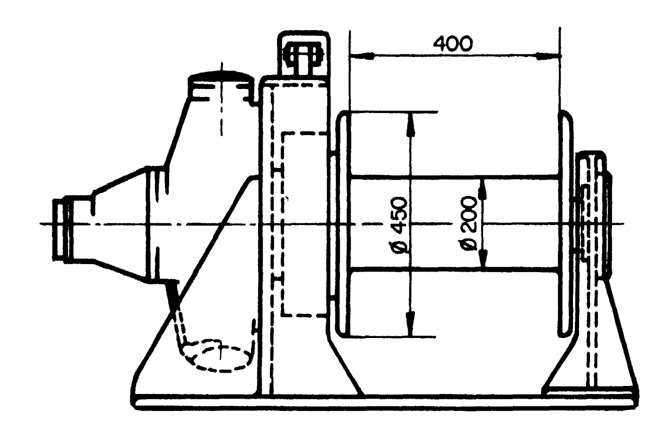



Figura 84 Maquinilla o güinche auxiliar (fijación en palos de carga)

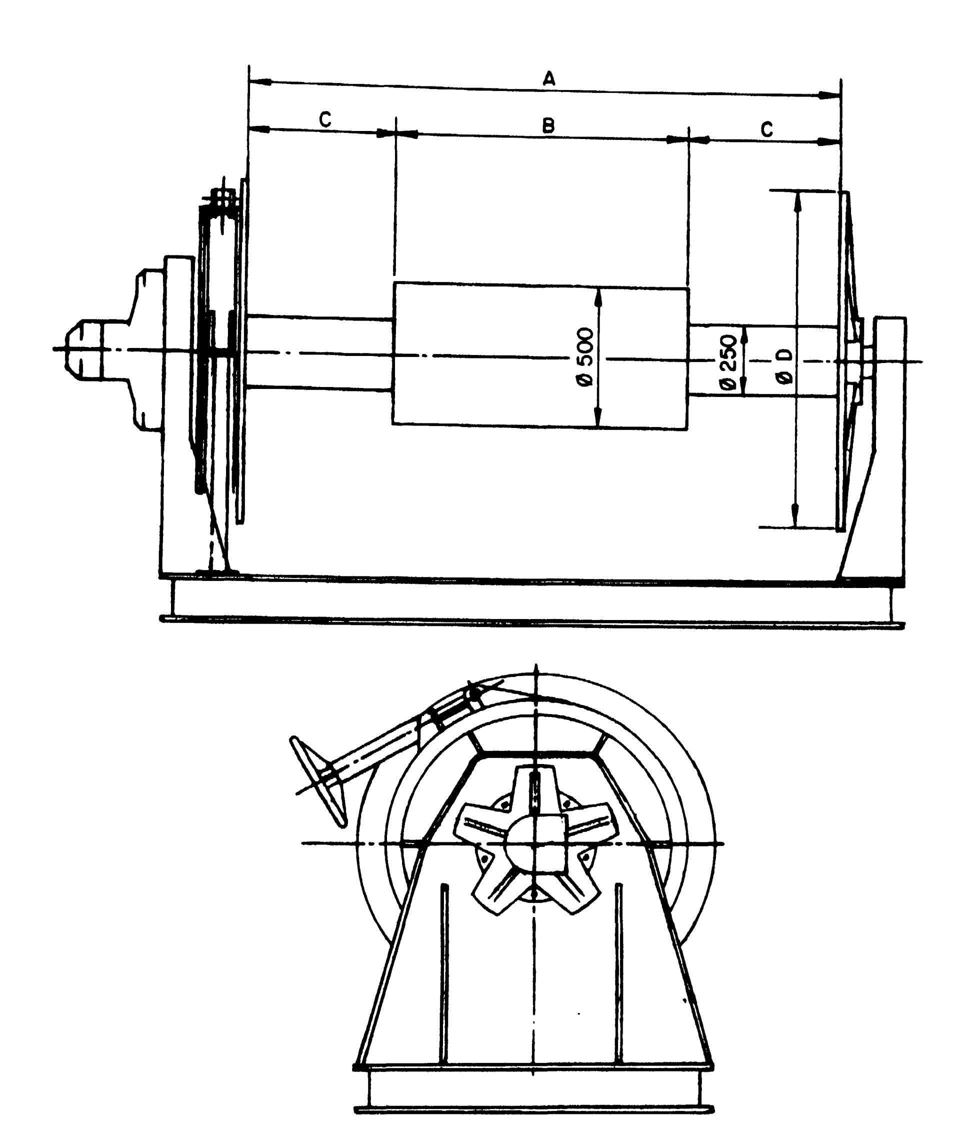
16.2 Tambores de Red

En los barcos de pesca de arrastre después de que se ha virado todo el cabo real con los güinches principales y se han cobrado las puertas, se enganchan las malletas en los tambores auxiliares de los güinches principales o bien en un tambor de red como el que aparece en la Figura 85.

Los barcos, menores de 30 m a menudo, no tienen rampa, al boyar el copo de red, se enrollan las malletas en el tambor y seguidamente las alas de la red. En ese momento se iza el saco a bordo, por medio de algún dispositivo de abordo, grúa, cabirón, guïnche, etc., se vacía de pescado y seguidamente se devuelve al agua para continuar pescando. La red se enrolla en el tambor totalmente cuando se da por concluida la faena de pesca o cuando se cambia de red.

Si se realizan varias modalidades de arrastre, como puede ser, de fondo y de media agua o semipelágica, se utilizan dos tambores de red, y tres en algunos casos, por existir diferentes tipos de red a bordo.

Existen varios tipos de tambor de red, unos tienen separaciones laterales, con una ranura para paso de la malleta. Hay otros que tienen unos rebajes laterales en el tubo central, para alojamiento de las malletas y es el que se presenta en la Figura 85; y existe un tercero, menos común, pero más funcional puesto que el tambor está partido en dos mitades independientes que pueden actuar independiente o solidariamente.




| A | B | C | D | Capacidad | Fuerza de tracción | Velocidad |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | m3 | kgf | RPM |
| 2000 | 1000 | 500 | 1200 | 2 | 1000 | 35 |
| 2000 | 1000 | 500 | 1200 | 2 | 2000 | 30 |
| 2500 | 1000 | 750 | 1400 | 3 | 4000 | 25 |

Figura 85 Tambor de red

Los tambores de red son utilizados también en otros métodos de pesca además de en el de arrastre, tales como en la pesca de cerco con tambor (sistema usado en la costa oeste de Estados Unidos) o en el sistema de pesca con red de enmalle de superficie (también usado en la costa oeste de Estados Unidos).

16.3 Rodillo de Borda

Uno de los aparatos hidráulicos más usados día a día en los barcos de cerco es el rodillo de borda. Su uso comenzó en los grandes atuneros oceánicos, pero poco a poco ha sido adoptado por los cercadores de menor tamaño.

Consiste en dos o tres rodillos de acero, de aproximadamente 2 m de longitud cada uno, recubiertos de goma, unidos por apoyos y accionados por un motorreductor hidráulico, colocado en uno de sus extremos, formando un conjunto sobre la borda del barco.

La borda en la que se instala es la misma por la que se realiza la maniobra de cerco.

El rodillo entra en funcionamiento en el momento en que hay que secar la red. Es decir, en el momento en que hay que meter a bordo todo lo que sobra de red, a fin de que el pescado quede concentrado en el copo.

Esta maniobra se realizaba anteriormente a mano o bien por medio de estrobadas sucesivas, hoy en día el rodillo de borda realiza la maniobra más rápida y eficazmente (ver Figura 86).

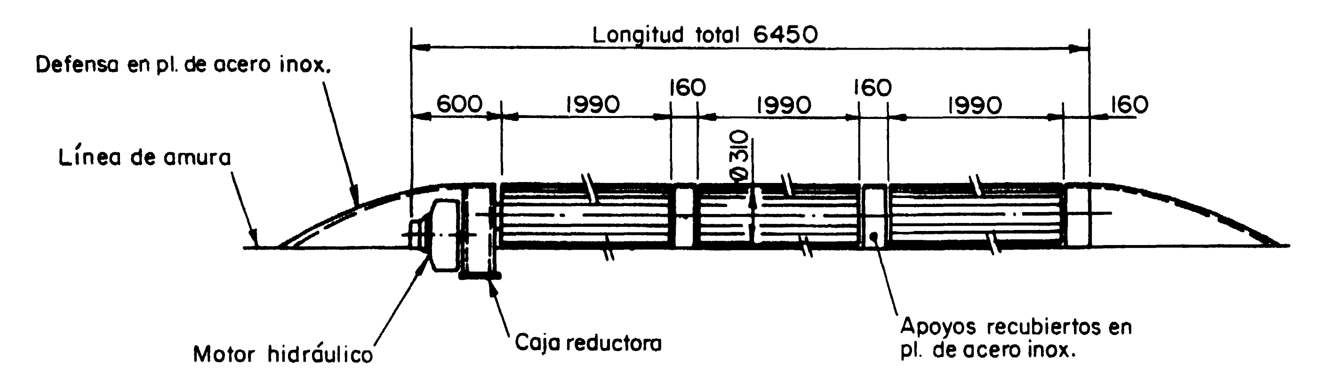



Figura 86 Rodillo de borda

## 16.4 Tomas de Fuerza

Las bombas hidráulicas pueden ser accionadas por motores eléctricos, diesel o de explosión, sin embargo en los barcos de pesca pequeños, las bombas son accionadas por el motor principal.

El eje especial que sale del motor principal para accionar la bomba es llamado toma de fuerza y por extensión el conjunto de elementos necesarios entre el eje y la bomba como: embrague, caja multiplicadora, acoplamiento y apoyos.

La toma de fuerza principal, en los barcos pequeños, se monta a proa de motor propulsor, a partir del eje cigüeñal y consiste en un embrague con sus apoyos correspondientes y una bomba hidráulica con su acoplamiento elástico.

En caso de que el motor propulsor sea de bajas revoluciones, necesitaremos una caja multiplicadora para aumentar las de la bomba. Esta caja se instalará entre el embrague y el acoplamiento de la bomba.

También se necesitará una caja en el caso de que las bombas a utilizar sean más de una.

Salvo en las bombas de pequeña potencia 4-5 CV, como la del timón, no se aconseja el uso de correas a bordo. Sólo si no hubiera otra solución, de todas maneras, si fuera necesario, instalar una toma de fuerza como la que se muestra en la Figura 87.

Actualmente existen en el mercado unas tomas de fuerza de diseño especial para ser aplicadas en los motores fuera-borda. Se aplican en su parte superior sobre el volante magnético mediante una abertura practicada en la tapa superior del motor. Esta toma de fuerza permite la aplicación de pequeños aparatos hidráulicos en las embarcaciones propulsadas por motores fuera-borda.

Ver tomas de fuerza y cajas multiplicadoras en las Figuras 88 y 89.

# TERCERA PARTE - OTROS APARATOS HIDRAULICOS DE ABORDO

## 17. TIMON HIDRAULICO

Al aumentar el tamaño de los barcos de pesca se ha hecho necesario desarrollar nuevos aparatos para gobernarlos.

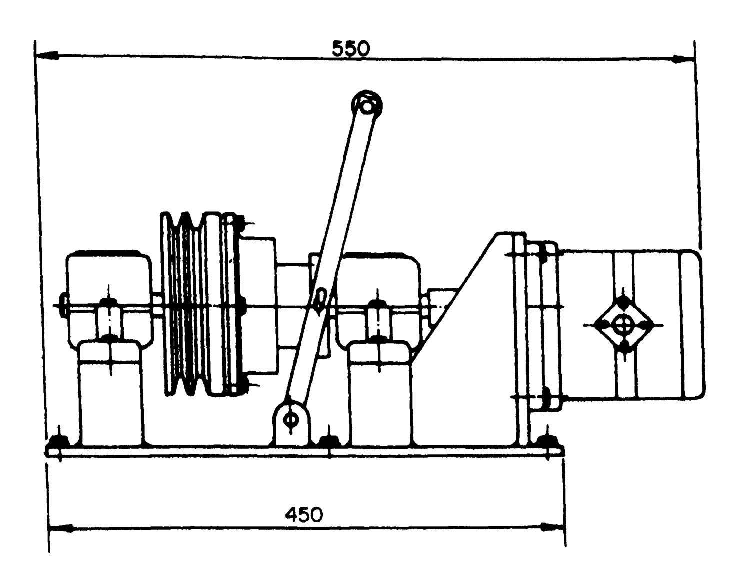



Figura 87 Toma de fuerza accionada por correas

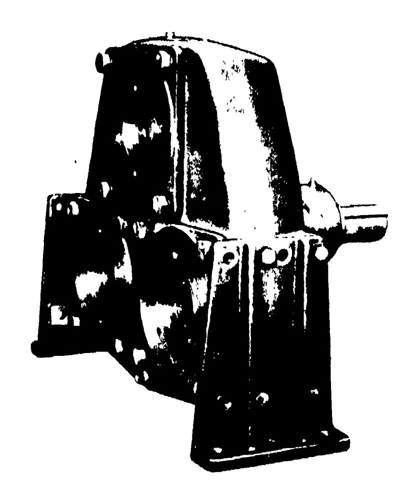


Figura 88 Caja multiplicadora (Ref. 16)

De las últimas balleneras que se gobernaban con un remo, se pasó a la pala de timón con caña, después el timón mecánico con transmisión por cadenas y finalmente al timón hidráulico al que demás se le puede aplicar el piloto automático.

17.1 Timon Hidráulico de Accionamiento Manual

Este tipo de timón se compone de dos partes principales:

- consola,
- unidad de popa.

(Ver esquema hidráulico Figura 90).

Consola

La consola se instala en el puente y está compuesta por una caja exterior metálica que soporta una bomba hidráulica en cuyo eje va acoplada la rueda del timón.

Esta bomba es, normalmente, de pistones axiales debido a su mejor rendimiento con respecto a las de otro tipo. Sin embargo, en algunos casos puede ser también de engranajes.

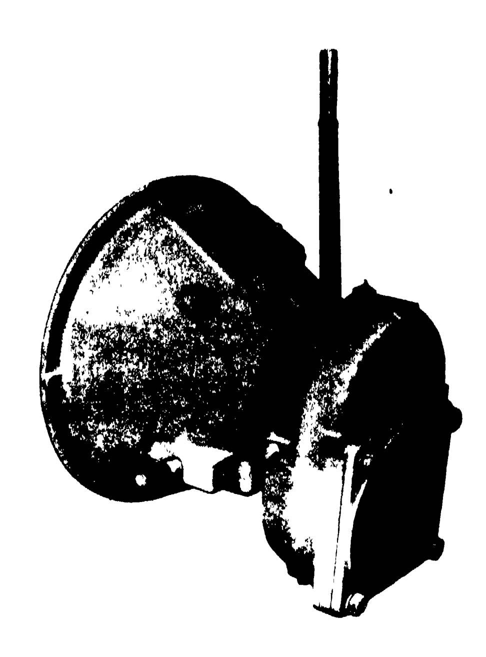


Figura 89 Embrague con caja multiplicadora incorporada (Ref. 16)

Algunas bombas de timón incorporan de fundición el tanque de aceite en la carcasa de la bomba. En otras no es así por lo que en este caso el tanque suele estar contenido en la propia consola (Figura 91).

La cilindrada de la bomba se calcula en función de la capacidad del cilindro o cilindros de la unidad de popa, dependiendo del mayor o menor tiempo que queramos invertir en la maniobra. De acuerdo con esto también intervendrá el mayor o menor esfuerzo que tengamos que ejercer sobre la rueda del timón.

Unidad de Popa

Existen varias maneras de construir una unidad de popa, con cilindro simple, con dos cilindros, con cremallera, con cilindros de simple o doble efecto, etc. Sin embargo dado que es el más común o más usado, en pequeños barcos de pesca, porque es el más simple y barato, hablaremos aquí del tipo que es actuado por uno o dos cilindros de doble efecto.

En los barcos más pequeños, se usa un sólo cilindro. Este cilindro tiene que ser compensado, es decir, que el vástago es prolongado hasta salir por la parte opuesta del cilindro. De esta manera la capacidad de las dos cámaras del cilindro es igual. Si no fuera compensado habría que dar más vueltas a la rueda en el sentido babor que en el sentido estribor o viceversa para realizar la maniobra (ver Figura 92).

En los barcos más grandes se utilizan unidades de popa con dos cilindros en paralelo, compensando las cámaras de uno con las de otro (ver Figura 93).

El diámetro de los cilindros va aumentando a medida que aumenta el tamaño del barco, o la potencia del motor principal.

Existen complicadas fórmulas para calcular el par necesario en la unidad de popa para cada barco. De acuerdo con esos cálculos damos a continuación un pequeño cuadro en el que se indica el par necesario en cada caso con el debido factor de seguridad ya incluido.

En todos los timones se monta una válvula para colocar en by-pass las dos entradas del cilindro o cilindros con el objeto de poder mover la caña del timón por medios mecánicos en caso de emergencia.

Se utiliza también en algunos casos (sólo en barcos mayores) una válvula de antirretorno doble pilotada a la salida de los cilindros, con el objeto de evitar que un eventual golpe de mar sea transmitido por el aceite hasta la bomba y la motorice haciéndola girar, con el consiguiente peligro para el timonel, aunque en la práctica es muy difícil que ocurra.

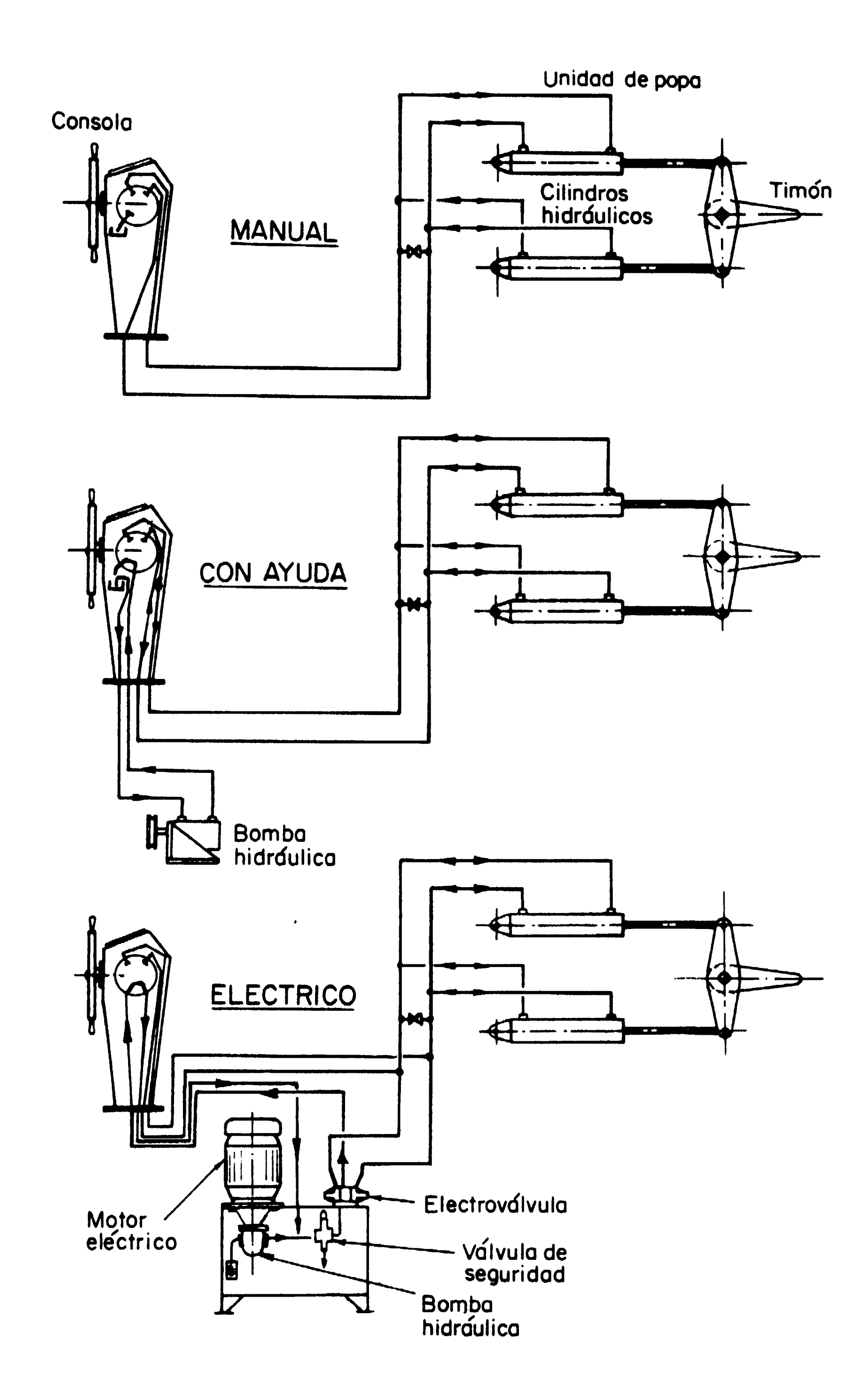



Figura 90 Esquemas hidráulicos del timón

17.2 Timón Hidráulico Asistido (ver Figura 90)

Es igual al anterior pero incorpora una bomba hidráulica que movida por el motor principal o por una central electro-hidráulica ayuda a efectuar la maniobra de timón con un mínimo esfuerzo físico (véase también 19.2).

Por simplicidad, por precio y a veces por falta de espacio se usa normalmente la bomba acoplada directamente al motor principal, funciona cuando funciona el motor principal, pero tiene el inconveniente de que si el régimen de revoluciones del motor es muy amplio, cuando está en el mínimo



Figura 91 Consola de timón

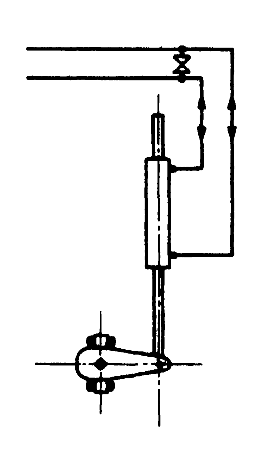


Figura 92 Cilindro compensado

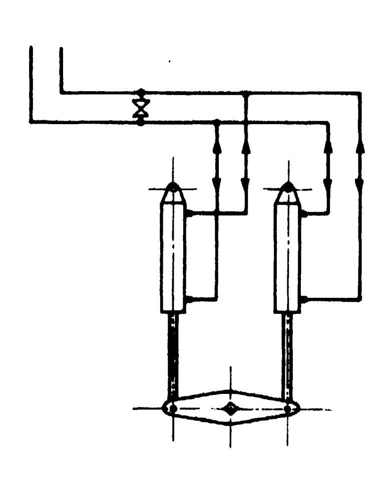


Figura 93 Par de cilindros

Cuadro 9

Par en la unidad de popa de los timones[a/]

| Eslora | Potencia en CV | Par en kgf m |
|---|---|---|
| 8 | 40 | 30 |
| 12 | 160 | 200 |
| 18 | 300 | 700 |
| 24 | 550 | 1 100 |
| 30 | 800 | 1 500 |

a/ Los valores de par que aparecen en este cuadro han sido utilizados para construir timones para barcos con hélice en tobera

apenas se siente la ayuda y la maniobra se hace más pesada, en cambio en el régimen máximo la bomba impulsa demasiado aceite y produce ruidos y calentamientos en el circuito.

Con la central electro-hidráulica se evitan estos problemas pero es más cara, ocupa espacio y constituye un conjunto más, sujeto a eventuales averías.

### 17.3 Timón con Piloto Automático

El timón anterior puede llevar también una electro-válvula intercalada en el circuito de la bomba de manera que si es actuada a distancia manda aceite directamente a los cilindros sin pasar por la bomba. La electro-válvula utilizada de esta manera recibe el nombre de mando rápido y es usada para maniobras de cerco y también de atraque (Figura 90).

A esta válvula se puede conectar el piloto automático, que será el que gobierne el barco, cuando el caladero está alejado. El piloto automático se ajusta para que cuando la variación con respecto al rumbo fijado sea superior a unos ciertos grados, ± 1° por ejemplo. Cuando el barco se desvía un grado en uno u otro sentido, envía una señal a un relé eléctrico, el cual cierra el circuito correspondiente accionando la electroválvula y haciendo que ésta envíe el aceite a los cilindros del timón durante el tiempo necesario para efectuar la corrección de rumbo.

## 18. PROPULSORES LATERALES O HELICES DE EMPUJE LATERAL

Los barcos de pesca que faenan en cerco y palangre o similar y frecuentan zonas de fuertes corrientes y vientos necesitan desplazar el barco lateralmente, en el sentido más conveniente en cada caso. Para ello algunos cercadores usan una lancha auxiliar llamada "panga", y otros usan propulsores laterales. Los palangreros del norte de Europa usan casi todos propulsor lateral para realizar la maniobra de seguir el aparejo. Es también de gran ayuda para realizar las maniobras de atraque en puertos difíciles. Algunos barcos de cerco usan panga y propulsor lateral al mismo tiempo.

El propulsor de proa consiste en un tubo que atraviesa la proa del barco, de un lado a otro, y en su interior se aloja una hélice, apropiada para dicho tubo, que puede ser movida por un motor hidráulico e impulsa el agua en uno u otro sentido, de acuerdo con la necesidad de desplazamiento.

La hélice de empuje lateral adecuada para un barco de 30 m, es de unos 50 CV. A medida que disminuye la eslora del barco, la potencia necesaria en el propulsor lateral será también menor.

Existen también propulsores situados a popa del barco o en la pala del timón pero su instalación no se justifica en pequeños barcos de pesca.

En la Figura 94 aparece un barco de cerco, del tipo nórdico, con dos propulsores laterales, uno a proa y otro a popa.

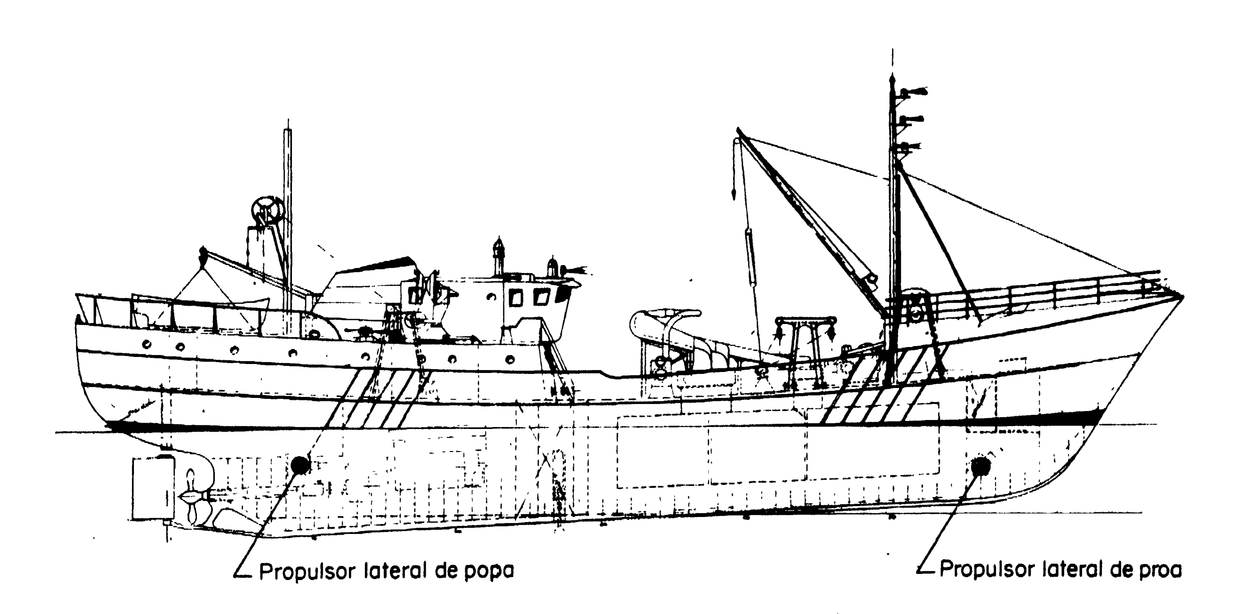



Figura 94 Propulsores laterales a proa y popa (Ref. 17)

## 19. GRUAS Y SERVICIOS DEL BARCO

### 19.1 Grúa

Cada día es más natural ver una grúa hidráulica a bordo de los barcos de pesca. Estas grúas suelen ser de tipo similar a las que se utilizan en los camiones, es decir, plegables. La diferencia consiste en que las que se usan en los barcos son marinizadas. La marinización consiste en un tratamiento anticorrosivo de la chapa, doble capa de cromo en los vástagos, si éstos no son de acero inoxidable y en la aplicación de materiales más resistentes a la corrosión (ver Figura 95).



Figura 95 Pequeña grúa para servicio de abordo (Ref. 18)

Las grúas se usan a bordo para todo tipo de trabajos y maniobras, tanto en barcos de cerco como de arrastre, soportar el halador, cargar y descargar el pescado, estibar la red o el bote auxiliar, etc. (Ver en la Figura 96 datos técnicos de los modelos de grúa más usados en embarcaciones de pesca pequeñas.)

Hay grúas especialmente construidas para utilización naval pero su precio es muy superior, dado que las series de construcción son mínimas.

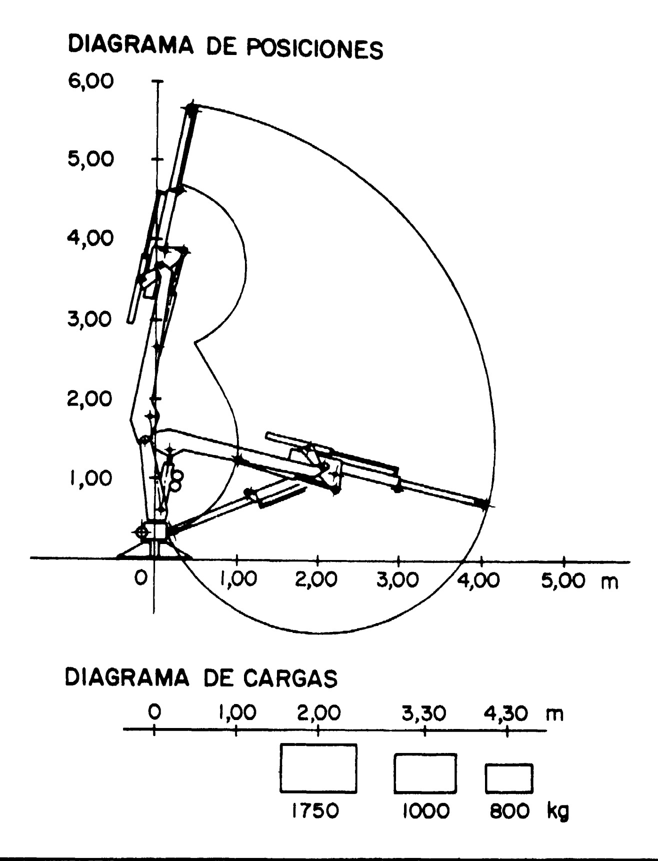
### 19.2 Otros Servicios de Abordo

Dada la elasticidad y seguridad de las transmisiones hidráulicas, son más usadas cada día a bordo para mover otros sistemas o aparatos como: bombas, compresores, generadores, etc.

Como los barcos pesqueros de menos de 30 m no tienen mucho espacio disponible, se procura que las bombas hidráulicas sean accionadas por el motor principal, ya que de otro modo habría que utilizar los motores auxiliares o bien motores eléctricos, accionados a partir de generadores, movidos por los motores auxiliares o el eje de cola del barco.

Sólo en contadas ocasiones se utilizan a bordo de los pequeños barcos de pesca centralitas electro-hidráulicas, sin embargo conviene tener una idea de su composición y funcionamiento.

Una central electro-hidráulica se compone básicamente de un motor eléctrico que acciona una bomba hidráulica a través de una campana de adaptación. La bomba va introducida en un tanque que al mismo tiempo de ser el depósito de aceite, sirve como soporte del conjunto. El tanque va provisto de filtros, nivel, tapa de aireación y normalmente de la válvula de seguridad (Figura 97a).




| DATOS TECNICOS | MODELO 500 BT | MODELO 550 B | MODELO 750 B | MODELO 1100 B |
|---|---|---|---|---|
| Momento de elevación | 3500 kgm | 5000 kgm | 7500 kgm | 11000 kgm |
| Alcance máximo | 4,30 m | 5,50 m | 7,40 m | 8,00 m |
| Carrera de prolongación del brazo | 1000 mm | 1000 mm | 1500 mm | 1500 mm |
| Momento de giro | 1100 kgm | 1100 kgm | 1340 kgm | 1800 kgm |
| Bomba recomendada | 30-40 l/min | 30-40 l/min | 35-45 l/min | 45-55 l/min |
| Presión de trabajo | 140 kg/cm$^2$ | 140 kg/cm$^2$ | 140 kg/cm$^2$ | 140 kg/cm$^2$ |
| Cabrestante hidráulico carretel<br>Capacidad de cable Ø 10 mm<br>Velocidad carretel | 25x2 m<br>25 m/min | 50 m<br>25 m/min | 50 m<br>25 m/min | 50 m<br>25 m/min |
| Dimensiones base de anclaje | 1,20 x 1,40 m | 1,20 x 1,40 m | 1,20 x 1,40 m | 1,20 x 1,40 m |
| Peso aproximado | 850 kgf | 920 kgf | 1060 kgf | 1420 kgf |

OPCIONAL :

Estructura metálica, galvanizada en caliente, por inmersión
Vástagos de los cilindros en acero inoxidable

**Figura 96 Datos técnicos de diferentes modelos de grúa (Ref. 18)**

Una manera de ahorrar espacio y combustible es utilizar un alternador movido por el eje de cola. Hasta ahora existían problemas por la variación de ciclos al variar el régimen de revoluciones del eje de cola. Actualmente se ha resuelto el problema utilizando una transmisión hidráulica de caudal variable regulada por un sistema electrónico, el cual actúa sobre la bomba hidráulica corrigiendo en cada momento las variaciones de velocidad en el eje de cola de manera que el motor que mueve el alternador gire siempre a la misma velocidad.

Existen también unas centrales hidráulicas autónomas que contienen el motor (diesel o de gasolina) con la bomba y el conjunto de embrague, tanque de aceite, filtros y válvulas en un soporte compacto y transportable. Estos grupos son muy utilizados en barcos ya construidos que no disponen de una toma de fuerza libre para la aplicación de una bomba hidráulica (ver Figura 97b).

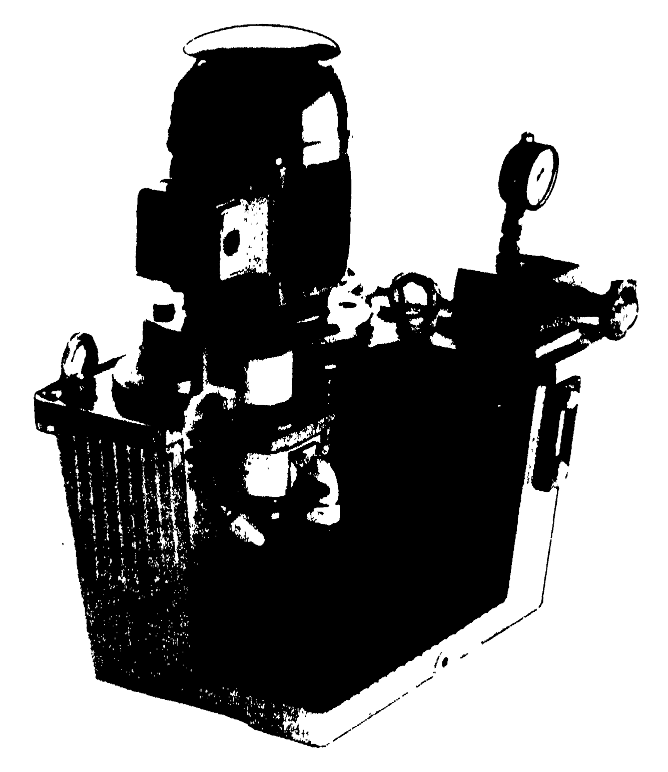


Figura 97a Pequeña central electro-hidráulica (Ref. 19)

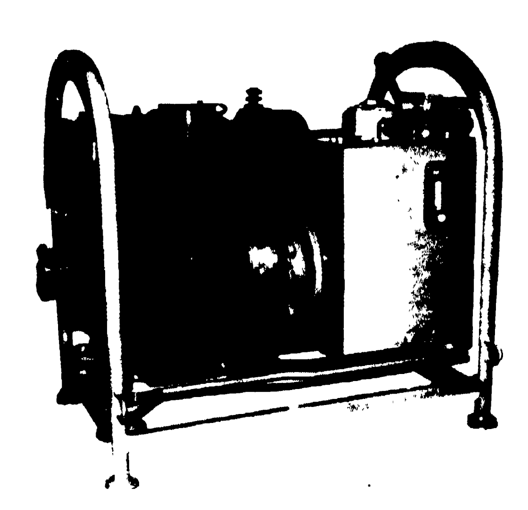


Figura 97b Pequeña central diesel-hidráulica (Ref. 26)

## CUARTA PARTE - DETERMINACION DE LOS COMPONENTES HIDRAULICOS

## 20. DETERMINACIÓN DE LOS COMPONENTES

### 20.1 Principios Hidráulicos

Definición y unidades

Fuerza: En hidráulica, es la presión ejercida por la acción del líquido sobre una superficie, o bien la presión multiplicada por la superficie, es decir,

$$F = P \times S$$

Según las normas ISO, la unidad de fuerza es el Newton (N), sin embargo en hidráulica se utiliza más frecuentemente el Decanewton (daN), por el hecho de que el Decanewton equivale aproximadamente a la antigua unidad de fuerza que era el kilogramo fuerza (kg.f).

Puesto que 1 kilogramo-fuerza = 9,8 Newton = 0,98 Decanewton podemos decir que 1 kgf ≈ 1 daN

Presión: La presión es la fuerza por unidad de superficie o bien el empuje ejercido por el líquido sobre la unidad de superficie. Siendo la unidad de fuerza el Newton (N) y la de superficie el metro cuadrado ($m^2$), tenemos que la unidad de presión es el Pascal (Pa), es decir:

Pa $= \frac{N}{m^2}$ lo que da una unidad muy pequeña que complica las operaciones. Para cálculos se utiliza el bar que equivale a 100 000 Pascales, es decir: 100 000 Pa = bar $= \frac{daN}{cm^2} \approx \frac{kg}{cm^2}$, cualquiera de estas tres últimas unidades son utilizadas corrientemente en hidráulica.

El hecho de que la bomba sea de menor o mayor tamaño no afecta para nada a la presión. La presión está relacionada con la mayor o menor fuerza que ejerzamos para tapar el tubo de salida de aceite de la bomba. A mayor fuerza mayor presión. Por tanto, para dar una idea, la presión podemos identificarla con el concepto de fuerza, a mayor presión mayor fuerza de la maquinilla.

Cuando el libro o catálogo que se maneje es de procedencia inglesa o americana, la medida que aparece en lugar de las anteriores es P.S.I. o pound per square inch = Libra por pulgada cuadrada.

P.S.I. $= \frac{lbf}{in^2} = 0{,}0689$ bar

luego, 1 bar = 14,51 P.S.I.

Ejemplo: ¿Qué presión necesitaremos en un cilindro hidráulico de 80 cm² para levantar una carga de 1 200 kgf?

[illegible] 15 bar

Trabajo: El trabajo es la fuerza en movimiento. La unidad de trabajo es el Julio (J). Por lo tanto tendremos,

Trabajo = Fuerza x espacio recorrido

Ejemplo: Un pistón tiene una carrera de 0,5 m y mueve una carga de 1 500 N, ¿cuál es el trabajo realizado?

J = 1 500 x 0,5 = 750 J

Potencia: La potencia es el trabajo realizado en la unidad de tiempo. Es decir,

Potencia $= \frac{\text{Trabajo}}{\text{Tiempo}}$, haciendo la unidad de trabajo el Julio (J) y la de tiempo el segundo (s), tendremos que, $= \frac{\text{Julio (J)}}{\text{segundo (s)}} =$ Watio (W), que es la unidad de potencia.

Aunque la unidad más utilizada es el kilowatio = 1 000 Watios

También es necesario hacer constar que 1 Caballo Vapor o CV = 735,5 Watios

1 CV = 735,5 W $\simeq$ 0,736 kw

Par de fuerzas o momento de giro: Un par de fuerzas está formado por dos fuerzas iguales de sentido contrario y paralelas que inciden sobre dos puntos de una línea equidistantes de un centro. Es el caso de un volante de automóvil, en donde los brazos ejercen dos fuerzas iguales de sentido contrario y paralelas, incidiendo sobre dos puntos del volante que están a la misma distancia del eje del mismo (Figura 98).

En la Figura 98 vemos que $F_1 \times AO + F_2 \times OB =$ par, o lo que es igual, AO = R y BO = R, por tanto, $(F_1 \times R) + (F_2 \times R) = R\,(F_1 + F_2)$, lo que quiere decir que si multiplicamos el radio por la fuerza total aplicada, nos dará el par resultante.

Expresado de otro modo, diremos que el par es igual a la carga multiplicada por el radio, como se muestra en la Figura 99.

El momento de una fuerza o par se puede expresar en Newton x metro, es decir Nm. Aunque es más usada la unidad daNm que quiere decir Decanewton x metro, porque equivale más o menos a kg.m o kilogramos fuerza metro o kilográmetros, que es lo mismo.

Caudal: El caudal de una bomba es la cantidad de aceite bombeada por esta bomba en la unidad de tiempo. En este caso tomamos como unidad de capacidad el litro, y como unidad de tiempo, el minuto, por lo que expresamos la capacidad de una bomba en litros por minuto.

En el caso de características dadas por el fabricante, suele venir expresada en centímetros cúbicos por revolución.

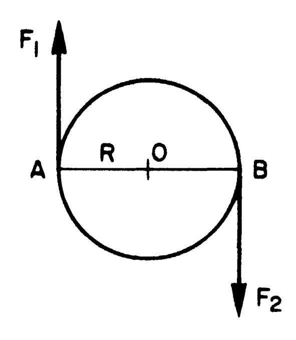



Figura 98 Par de fuerzas

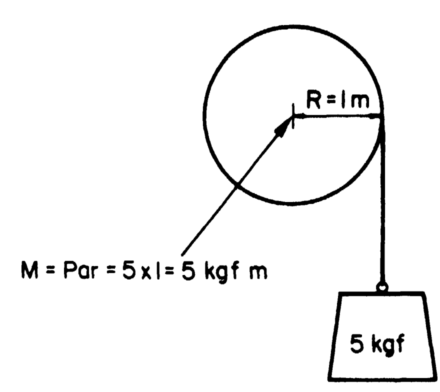



Figura 99 Representación gráfica del par

Aquí se debe hacer constar que el mayor o menor tamaño de la bomba hará que la capacidad o el caudal sea mayor o menor y esto influirá finalmente en que a mayor cantidad de litros por minuto bombeados será mayor la velocidad de la maquinilla.

Por tanto, si tenemos un cilindro alimentado por una bomba, cuanto mayor sea ésta, más rápido será su desplazamiento, manteniendo constantes las revoluciones de la misma.

De esta manera:

Volumen del cilindro = Superficie del pistón x carrera

$$\text{Caudal} = \frac{\text{Volúmen del cilindro}}{\text{Tiempo}}, \text{ es decir,}$$

$$\text{Caudal} = \text{Superficie} \times \frac{\text{Carrera}}{\text{Tiempo}}, \text{ por tanto,}$$

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Trabajo}}{\text{Tiempo}} \quad \text{Tiempo}$$

Fuerza = Presión x Superficie, de donde,

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Presión} \times \text{Superficie} \times \text{Carrera}}{\text{Tiempo}}, \text{ o lo que es igual}$$

Potencia = Presión x Caudal

Para expresar la potencia en CV, teniendo la presión en bares o $\frac{kgf}{cm^2}$ y el caudal en $\frac{lts}{min}$ utilizaremos la siguiente fórmula: $CV = \frac{\text{Presión} \times \text{Caudal}}{450}$

(Fórmula teórica. En la práctica habrá que tener en cuenta el rendimiento). Ver 20.3.

Hidrostática e Hidrodinámica

La hidráulica industrial, llamada también oleohidráulica trata de la transmisión de energía por medio de un líquido (generalmente aceite). Está basada en las propiedades de los líquidos en reposo o en movimiento. Se divide en dos partes: la hidrostática y la hidrodinámica.

Hidrostática

La hidrostática estudia las propiedades de los líquidos en reposo. Un sistema basado en la hidrostática transmite la fuerza de un punto a otro por medio de un líquido encerrado en un circuito. Aplicamos la fuerza en un punto del circuito y esta energía es recibida en otro diferente.

La Presión

En un circuito hidráulico la presión es la causante de una resultante llamada fuerza o par en caso de un motor.

La presión es la resistencia que opone un líquido a ser comprimido. Se expresa por la relación entre la fuerza y la superficie sobre la cual esta fuerza es aplicada, por lo tanto,

$$P\ (bar) = \frac{F(daN)}{S(cm^2)}$$

La presión puede ser creada presionando sobre un líquido encerrado en un recipiente. Hay dos maneras de obtener una presión sobre un líquido , bien utilizando el peso del propio líquido, o poniendo una resistencia al paso del líquido.

Si en un circuito utilizamos una columna de aceite de 30 m de altura y de 1 cm² de superficie de base, la presión que obtendremos en la base de esta columna será de:

30 m x 1 cm² x 0,85 = 2,5 bar (aproximadamente), teniendo en cuenta que 0,85 es la densidad del aceite.

Esta presión de 2,5 bar puede ser creada igualmente por una resistencia que se oponga al paso del aceite.

Por ejemplo, si ejercemos una fuerza de 25 daN sobre el pistón de 10 cm² de superficie de una bomba manual llena de líquido, obtendremos una presión de:

$$\frac{25\ daN}{10\ cm^2} = 2,5\ bar$$

La presión debido a la altura del líquido hidráulico es raramente tomada en cuenta en el estudio de circuitos hidráulicos, salvo en la tubería de aspiración de la bomba. En efecto, el líquido circula en el tubo de aspiración bajo la acción de la presión atmosférica, cuyo valor medio es de 1,013 bar al nivel del mar. Las presiones inferiores a este valor son consideradas como vacíos parciales.

Un manómetro de tipo corriente nos da la presión de un sistema hidráulico sin tener en cuenta la presión atmosférica. La presión leída podemos considerarla una presión relativa. Para obtener una presión absoluta tendríamos que añadirle 1,013 bar a la presión leída en el manómetro.

En comparación con los altos valores de presión en un sistema hidráulico, la diferencia es tan pequeña que en la práctica se desprecia y no se tiene en cuenta en los cálculos.

Hidrodinámica

La hidrodinámica estudia la propiedad de los fluidos en movimiento. El movimiento de un fluido está caracterizado por el caudal y la velocidad del fluido.

El caudal Q es la medida de volumen de líquido que pasa a través de una sección dada en un tiempo dado.

El caudal determina la velocidad con la cual se mueve una carga. Por lo tanto es un factor importante en el cálculo de la potencia de una instalación. Se mide en litros por minuto. El caudal de una bomba está dado por la fórmula siguiente:

$$Q\ (l/min) = \frac{n\ (vueltas/min) \times cm^3\ (capacidad/vuelta)}{1\ 000}$$

La velocidad de un líquido se expresa en metros por segundo (m/s). La velocidad es igualmente un dato muy importante para calcular el diámetro interno de los tubos de la instalación.

Caudal y velocidad son dos cosas totalmente diferentes aunque están íntimamente relacionados uno con otra, puesto que como ya hemos dicho anteriormente, a medida que aumenta el caudal, aumenta la velocidad de la máquina receptora de éste.

Examinemos la Figura 100. Admitamos que por el orificio C pasa un caudal de 6 litros por minuto. Esta cantidad de líquido pasa primero por la cámara A, después por la cámara B. Cada una de estas cámaras ha sido construida con el mismo volumen o capacidad de 6 litros. Por tanto, cada minuto estas cámaras son llenadas y vaciadas. Mientras la cámara A tiene 60 cm de longitud, la cámara B tiene sólo 30 cm. El líquido recorre pues, 60 cm por minuto en la cámara A y 30 cm por minuto en la cámara B, luego la velocidad es diferente en ambas cámaras para el mismo caudal de líquido.

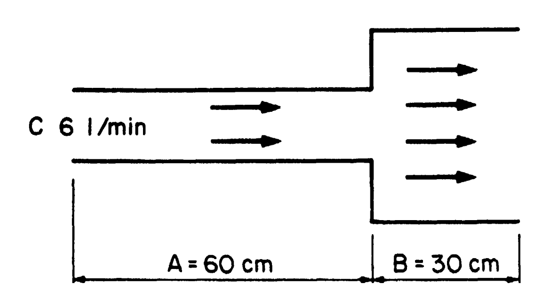



Figura 100 Relación velocidad/sección en los tubos

Expresamos esta característica diciendo que: "para un mismo caudal la velocidad del líquido aumenta cuando disminuye el diámetro del conducto y viceversa, la velocidad del líquido disminuye cuando aumenta el diámetro". O de otra manera, utilizando términos matemáticos podemos decir que: "la velocidad de un líquido es inversamente proporcional al cuadrado del diámetro del tubo por el que circula según aparece en la fórmula siguiente:

$$\text{Velocidad } v\ (m/s) = \frac{2}{3} \times \frac{Q\ (\text{caudal } l/min)}{3{,}142\ d^2\ (cm^2)}$$

Si se desea reducir los roces y turbulencias de un líquido en el interior de una tubería se calculará ésta con el diámetro suficiente para que la velocidad sea lo más lenta posible.

Para calcular el área o sección del tubo, ver Cuadro 4.

Pérdidas de Carga en Circuitos Hidráulicos a Bordo

Cuando un líquido circula por una tubería experimenta una pérdida de energía debido al rozamiento producido por las moléculas del líquido contra las paredes del tubo y entre ellas mismas.

Si el tubo fuese recto, la pérdida iría aumentando progresivamente y sería directamente proporcional a la distancia recorrida.

En un circuito hidráulico normal tenemos que contar no sólo con la pérdida a lo largo de los tubos sino también la que se produce al atravesar pasajes estrechos, en los elementos del circuito así como en la propia tubería.

Dicho de otra manera, si la bomba impulsa el aceite con una cierta presión, después de recorrer todo el circuito esta presión será menor. El resto, la pérdida de carga, se habrá transformado en calor que será disipado por los componentes y por el propio aceite.

En una instalación hidráulica de un barco de cerco o arrastre, de unos 20 m de eslora, suponiendo que esté correctamente montada, tendremos una pérdida de carga de unos 10 a 20 bar. Lo que representa aproximadamente un 10 % de la presión de trabajo.

Si los diámetros de los tubos son calculados con cuidado, evitaremos pérdidas de carga exageradas que a la larga se transforman en problemas.

Como información adicional, para calcular la pérdida de carga en un tubo recto, se usa la fórmula siguiente:

Pérdida de carga $= 0{,}3\ \frac{v \times E^\circ}{d^2}$ donde la pérdida de carga vendrá expresada en bar por metro.

v = Velocidad del aceite en metros por segundo.
d = Diámetro interior del tubo en milímetros.
E° = Viscosidad en grados Engler.

Cavitación

La tensión de vapor de un líquido es la tendencia que tiene ese líquido a evaporarse. Si se le aumenta la temperatura, la tendencia a la evaporación también aumenta. Pero si al mismo tiempo se hace disminuir la presión, provocando un vacío, la tendencia a la evaporación aumenta más.

Cuando en un circuito hidráulico se da el aumento de temperatura, propio del aceite al circular, y al mismo tiempo se produce un vacío por efecto de la aspiración de la bomba, el aceite produce unas burbujas de vapor del aceite que llegan hasta la bomba. Las burbujas penetran en las cavidades de la bomba, de cualquier tipo que ésta sea, son comprimidas y enviadas al circuito. Las burbujas comprendidas producen choques continuos que causan averías en los elementos hidráulicos del circuito y que se traducen en ruido y vibraciones, tanto en la bomba como en las tuberías y en las propias máquinas. El elemento más perjudicado es siempre la bomba, sobre todo si es de paletas.

En el caso de que exista cavitación, es debido a que la bomba está colocada por encima del tanque, de que la tubería de aspiración no tiene el diámetro suficiente, la bomba está demasiado alejada del tanque, el filtro de succión está sucio o finalmente, no hay suficiente altura de aceite entre el filtro de succión y la superficie del aceite.

## 20.2 Unidades de Medida

Las normas más internacionales (ISO) recomiendan el empleo del SISTEMA INTERNACIONAL DE UNIDADES. Dado que el sistema de medidas métricas continúa estando muy divulgado y que los aparatos de medida y de cálculo son construidos en función de este sistema, damos a continuación un cuadro (Cuadro 11) de conversión.

Cuadro 10

Unidades de medida

| | Sistema Internacional de unidades (unidades SI) Las unidades base son: Longitud (m), Tiempo (s), Masa (kg) | Unidades métricas-técnicas sistema métrico Las unidades base son: Longitud (m), Tiempo (s), Fuerza (kgf) |
|---|---|---|
| FUERZA-MASA | FUERZA = MASA x ACELARECION<br>UNIDAD, NEWTON = $\frac{kg \times m}{s^2}$ | MASA = $\frac{FUERZA}{ACELERACION}$<br>UNIDAD = $\frac{kgf \times s^2}{m}$<br>Un kgf se define como la fuerza que comunica una aceleración de 9,81 m por segundo, en cada segundo, a una masa de un kilogramo |
| PRESION | PRESION = $\frac{FUERZA}{SUPERFICIE}$<br>UNIDAD, PASCAL = $\frac{N}{m^2}$ aunque la más utilizada es el bar = $\frac{10^5 N}{m^2}$ | PRESION = $\frac{FUERZA}{SUPERFICIE}$<br>UNIDAD = $\frac{kgf}{cm^2}$<br>$\frac{kgf}{cm^2}$ = 0,981 bar<br>Cuando tomamos 1 bar = 1 kgf/cm² cometemos un error de 2 % que en la práctica es despreciable. |
| TRABAJO (ENERGIA) | TRABAJO = FUERZA x DISTANCIA<br>UNIDAD, JULIO = 1 N x m = 1 W x s | TRABAJO = FUERZA x DISTANCIA<br>UNIDAD = kgf x m |
| POTENCIA | POTENCIA = $\frac{TRABAJO}{TIEMPO}$<br>UNIDAD, WATIO = $\frac{JULIO}{s} = \frac{N \times m}{s}$ | POTENCIA = $\frac{TRABAJO}{TIEMPO}$<br>UNIDAD = $\frac{kgf \times m}{s}$ |

## Cuadro 11

**Cuadro de conversión**

| Denominación y símbolo | Sistema internacional de unidades (SI) | | Unidades métricas | | | Unidades británicas | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Unidad | Símbolo | Unidad | Símbolo | Factor de conversión 1/ | Unidad | Símbolo | Factor de conversión 1/ |
| Longitud L | Metro | m | Metro | m | - | Pie | ft | 0,3048 m |
| | | | | | | Pulgada | in | 0,0254 m |
| Area Superficie S | Metro cuadrado | $m^2$ | Metro cuadrado | $m^2$ | - | Pulgada cuadrada | $ft^2$ $in^2$ | 0,0929 $m^2$ 0,000645 $m^2$ |
| Volumen V | Metro cúbico | $m^3$ | Metro cúbico. Litro | $m^3$ l | - 0,001 $m^3$ | Pulgada cúbica Galón UK 2/ Pie cúbico | $in^3$ gal (UK) $ft^3$ | 0,00001639 $m^3$ 0,004546 $m^3$ 0,02832 $m^3$ |
| Tiempo t | Segundo | s | Minuto | min | 60s | Minuto | min | 60s |
| Caudal volúmico Q | Metro cúbico por segundo | $\frac{m^3}{s}$ | Metro cúbico por segundo | $\frac{m^3}{s}$ | - | Pulgada cúbica por minuto | $\frac{in^3}{min}$ | 0,000000273 $\frac{m^3}{s}$ |
| | | | Litro por minuto | $\frac{l}{min}$ | 0,0000167 $\frac{m^3}{s}$ | Galón (UK) por minuto | $\frac{gal (UK)}{min}$ | 0,00007577 $\frac{m^3}{s}$ |
| Velocidad angular ω | Radián por segundo | $\frac{rad}{s}$ | Radián por segundo | $\frac{rad}{s}$ | - | Radián por segundo | $\frac{rad}{s}$ | - |
| Velocidad linear v | Metro por segundo | $\frac{m}{s}$ | Metro por minuto | $\frac{m}{min}$ | 60 $\frac{m}{s}$ | Pie por segundo | $\frac{ft}{s}$ | 0,3048 $\frac{m}{s}$ |
| Aceleración linear a | Metro por segundo cuadrado | $\frac{m}{s^2}$ | Metro por segundo cuadrado | $\frac{m}{s^2}$ | - | Pie por segundo cuadrado | $\frac{ft}{s^2}$ | 0,3048 $\frac{m}{s^2}$ |
| Frecuencia o velocidad de rotación n | Por segundo | $\frac{1}{s}$ | Revoluciones por minuto | RPM | 60 $\frac{1}{s}$ | Revoluciones por minuto | $\frac{rev}{min}$ | 60 $\frac{1}{s}$ |

Cuadro 11 (continuación)

| Denominación y símbolo | Sistema internacional de unidades (SI) | | Unidades métricas | | | Unidades británicas | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Unidad | Símbolo | Unidad | Símbolo | Factor de conversión 1/ | Unidad | Símbolo | Factor de conversión 1/ |
| Masa m | Kilogramo | kg | Kilogramo fuerza segundo cuadrado por metro | $\frac{kgf \times s^2}{m}$ | 9,81 kg | Libra-masa | lb | 0,4536 kg |
| Masa volúmica ρ | Kilogramo por metro cúbico | $\frac{kg}{m^3}$ | - | - | - | Libra por pulgada cúbica | $\frac{lb}{in^3}$<br>$\frac{lb}{ft^3}$ | 27 675 $\frac{kg}{m^3}$<br>16,018 $m^3$ |
| Fuerza F | Newton | N | Kilogramo-fuerza | kgf | 9,81 N | Libra-fuerza | lbf | 4,448 N |
| Peso volúmico γ | Newton por metro cúbico | $\frac{N}{m^3}$ | Kilogramo-fuerza por metro cúbico | $\frac{kgf}{m^3}$ | 9,81 $\frac{N}{m^3}$ | Libra-fuerza por pulgada | $\frac{lbf}{in^3}$ | 271 385 $\frac{N}{m^3}$ |
| Momento de un par de fuerzas M | Metro-Newton | N x m | Metro-kilogramo-fuerza | kgf x m | 9,81 Nm | Libra-fuerza - pie | lbf x ft | 1,356 N x m |
| Presíon P | Pascal=Newton por metro cuadrado. Bar 3/ | $\frac{N}{m^2}$ | Kilogramo-fuerza por centímetro cuadrado | $\frac{kgf}{cm^2}$ | 98 070 $\frac{N}{m^2}$ | Libra-fuerza por pulgada cuadrada (PSI) | $\frac{lbf}{in^2}$<br>$\frac{lbf}{ft^2}$ | 6 896 $\frac{N}{m^2}$<br>47,9 $\frac{N}{m^2}$ |
| Viscosidad dinámica η | Newton secundo por metro cuadrado | $\frac{N \times s}{m^2}$ | Poise | p | 0,1 N $\frac{s}{m^2}$ | Libra-fuerza segundo por pie cuadrado | $\frac{lbf \times s}{ft^2}$ | 47,9 N $\frac{s}{m^2}$ |
| | | | Centipoise | cp | 0,001 N $\frac{s}{m^2}$ | | | |
| Viscosidad cinemática ν | Metro cuadrado por segundo | $\frac{m^2}{s}$ | Strokes | St | 0,0001 $\frac{m^2}{s}$ | Pie cuadrado por segundo | $\frac{ft^2}{s}$ | 0,0929 $\frac{m^2}{s}$ |
| | | | Centi-strokes | cSt | 0,000001 $\frac{m^2}{s}$ | | | |
| Trabajo J Energía E | Julio | J | Kilogramo-fuerza-metro | kgf x m | 9,81 J | Pie libra-fuerza | ftlbf | 1,356 J |

Cuadro 11 (continuación)

| Denominación y símbolo | Sistema internacional de unidades (SI) | | Unidades métricas | | | Unidades británicas | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | Unidad | Símbolo | Unidad | Símbolo | Factor de conversión 1/ | Unidad | Símbolo | Factor de conversión 1/ |
| Cantidad de calor C | Julio | J | Kilocaloría I.T. | $kcal_{it}$ | 4 187 J | Unidad térmica inglesa | Btu | 1 055 J |
| Potencia N | Watio | W | Kilogramo-fuerza metro por segundo | $\frac{kgf \times m}{s}$ | 9,81 W | Pie-libra-fuerza por segundo | $\frac{ftlbf}{s}$ | 1 356 W |
| | | | Caballo vapor | CV | $\frac{75\ kgfm}{s} = 735,5$ W | Caballos-fuerza | hp | 745,7 W |
| Temperatura T | Grados Kelvin | °K | Grados Celsius | °C | (°C+273,15)K | Grados Fahrenheit | °F | $\frac{5}{9}$ (°F-32)+ 273,15 K |

1/ En la columna Factor de Conversión aparece el valor, en Sistema Internacional, de una unidad de la medida que aparece en la columna Símbolo

2/ El galón americano equivale a 3 785 litros. Galones por minuto se expresa en hidráulica gpm

3/ El bar da valores más sencillos. 1 bar = $10^5 \frac{N}{m^2} = 1,020 \frac{kgf}{cm^2}$

## 20.3 Cálculos

### Cálculo de potencias

(a) Potencia absorbida por una bomba

La bomba es siempre movida por un motor, sea el motor principal del barco, un motor auxiliar o un motor eléctrico. En cualquier caso necesitaremos saber cual va a ser la potencia absorbida por la bomba.

En todos los casos la potencia necesaria para accionar la bomba se calcula según la fórmula:

$$N = \frac{P \times Q}{450 \times r}$$ donde,

Potencia vendrá dada en CV
Q = Caudal de la bomba en litros por minuto
P = Presión en bar
r = Rendimiento total de la bomba (mecánico x volumétrico)
N = Potencia

Los datos necesarios como, caudal, presión y rendimiento vienen consignados, por el fabricante de la bomba, en sus catálogos.

Cuadro 12

Escala de conversión

| LONGITUD | | AREA | | VOLUMEN | | | | | | | | VELOCIDAD | | PESO (MASA) FUERZA | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| mm | in | $cm^2$ | $in^2$ | $cm^3$ | $in^3$ | litros | $ft^3$ | litros | gal (UK) | litros | gal (US) | m/s | ft/s | kg kp (kgf) | lb lbf |

25,4 mm = 1 in

6,452 $cm^2$ = 1 $in^2$

16,39 $cm^3$ = 1 $in^3$

28,32 l = 1 $ft^3$

4,546 l = 1 gal (UK)

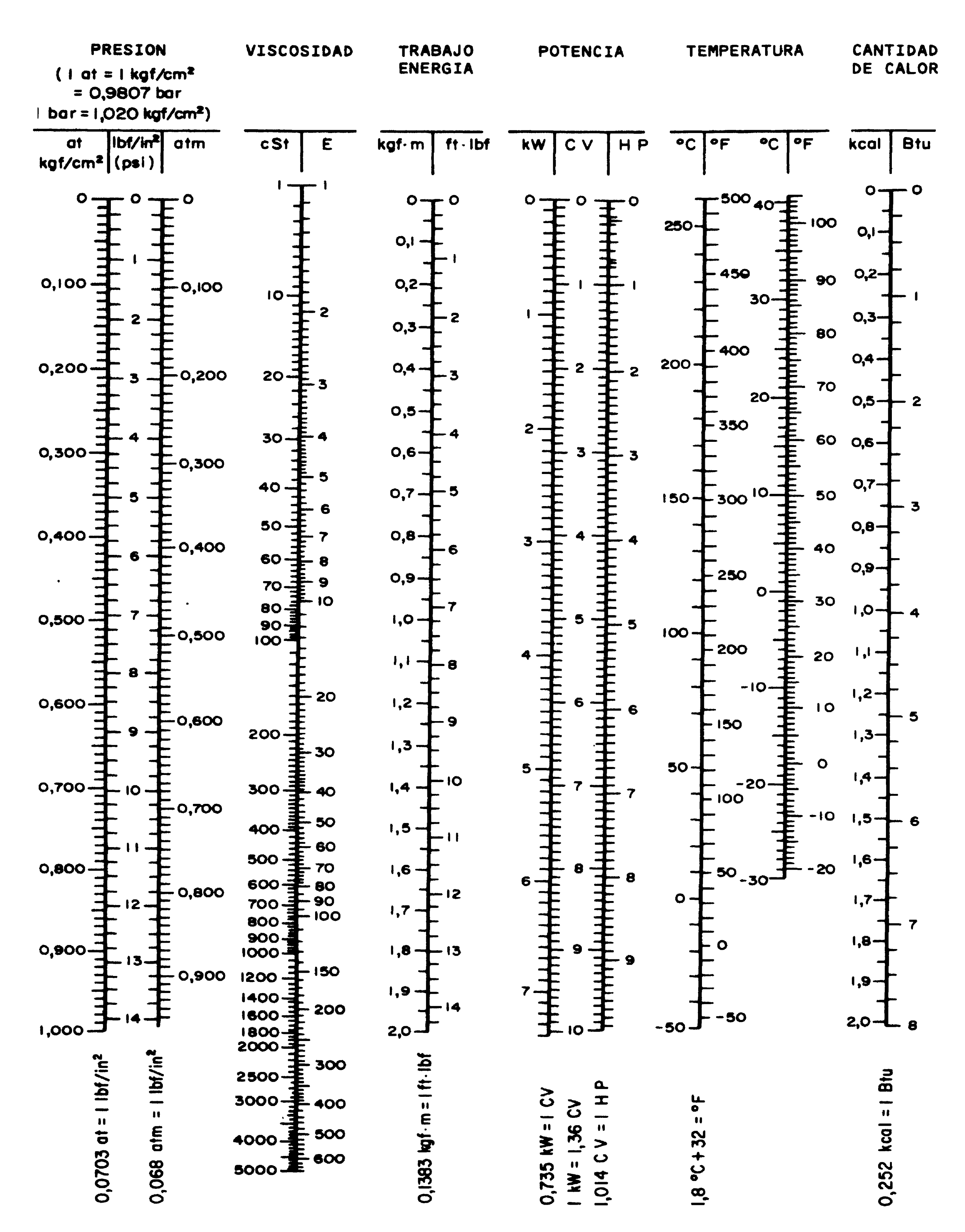
3,785 l = 1 gal (US)

0,305 m/s = 1 ft/s

0,454 kg = 1 lb
0,454 kgf = 1 lbf

Cuadro 13

Escala de conversión



## MULTIPLOS Y SUS ABREVIATURAS

| | |
|---|---|
| DECA (Da) | 10 |
| HECTO (H) | $10^2$ |
| KILO (K) | $10^3$ |
| MEGA (M) | $10^6$ |
| GIGA (G) | $10^9$ |
| TERA (T) | $10^{12}$ |
| PETA (P) | $10^{15}$ |
| EXA (E) | $10^{18}$ |

## SUBMULTIPLOS Y SUS ABREVIATURAS

| | |
|---|---|
| DECI (d) | $10^{-1}$ |
| CENTI (c) | $10^{-2}$ |
| MILI (m) | $10^{-3}$ |
| MICRO (m) | $10^{-6}$ |
| NANO (n) | $10^{-9}$ |
| PICO (p) | $10^{-12}$ |
| FEMTO (f) | $10^{-15}$ |
| ATO (a) | $10^{-18}$ |

$10^2$ significa que la cantidad dada es multiplicada por 100, $10^3$ por 1 000 y así sucesivamente.

Ejemplo: $50 \times 10^2 = 50 \times 100 = 5\ 000$

$10^{-2}$ significa que la cantidad dada es dividida por 100, $10^{-3}$ por mil y así sucesivamente.

Ejemplo: $50 \times 10^{-2} = \frac{50}{100} = 0{,}5$

## Alfabeto griego

| | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Α α | Β β | Γ γ | Δ δ | Ε ε | Ζ ζ | Η η | Θ θ |
| alfa | beta | gamma | delta | épsilon | zeta | eta | theta |
| Ι ι | Κ κ | Λ λ | Μ μ | Ν ν | Ξ ξ | Ο ο | Π π |
| iota | kappa | lambda | my | ny | xi | ómicron | pi |
| Ρ ρ | Σ σ | Τ τ | Υ υ | Φ φ | Χ χ | Ψ ψ | Ω ω |
| rho | sigma | tau | ýpsilon | phi | ji | psi | omega |

(b) **Potencia suministrada por un motor hidráulico**

La potencia de un motor hidráulico se calcula a partir de la misma fórmula que hemos dado para la bomba con la diferencia de que el motor hidráulico entrega menos potencia de la que se le proporciona por tanto, el rendimiento pasa al multiplicador, en lugar de pasar al divisor y queda,

$$N = \frac{P \times Q \times r}{450}$$

La potencia del motor viene siempre dada en el catálogo del fabricante, así como el rendimiento mecánico o volumétrico.

A efectos de cálculo damos en el Cuadro 14 los valores aproximados del rendimiento total de algunos motores y bombas.

Cuadro 14

Valores aproximados de rendimiento

| Bomba o motor | Calidad | Valor de rendimiento | | |
|---|---|---|---|---|
| | | Total | Volumétrico | Mecánico |
| Engranajes exteriores | CB<br>CN | 0,78<br>0,60 | 0,82<br>0,63 | 0,95 |
| Engranajes interiores | CB<br>CN | 0,80<br>0,60 | 0,84<br>0,63 | 0,95 |
| Paletas | CB<br>CN | 0,80<br>0,70 | 0,84<br>0,76 | 0,95 |
| Pistones | CB<br>CN | 0,92<br>0,85 | 0,96<br>0,89 | 0,96 |

CB = Calidad buena CN = Calidad normal

## Cálculo del par de un motor

El par de un motor se calcula por medio de la fórmula siguiente:

$$M = 1,6 \times V \times P \times r$$

donde:

M = Par, vendrá dado en kilogramo por metro (kg.m)
V = Cilindrada del motor en litros por vuelta
P = Presión en bares
r = Rendimiento mecánico del motor.

Aunque también se puede usar esta otra:

M = Par en kilogramo-fuerza por metro (kgf.m)
N = Potencia en caballos de vapor (CV)
n = Revoluciones por minuto (RPM)

## Cálculo de las Revoluciones del Motor

Algunas veces es necesario calcular las revoluciones que da un motor con un cierto caudal en el circuito para ello se puede utilizar la fórmula siguiente:

$n = \frac{Q \times 1\,000 \times r}{v}$ donde,

n = Revoluciones por minuto
Q = Caudal efectivo de entrada al motor en litros por minutos
r = Rendimiento volumétrico del motor
V = Cilindrada del motor en centímetros cúbicos por vuelta

Cálculo de las tuberías

Las tuberías del circuito serán determinadas en función de la presión, del caudal y de las pérdidas de carga. Los tipos de tubo vienen recomendados como tubos hidráulicos por el fabricante y son tubos especiales para altas presiones. No utilizar en ningún caso tubos galvanizados ni tubos con costura.

Para calcular los diámetros de los tubos, partimos de la fórmula,

$v = 10 \frac{Q}{S}$ donde

v = Velocidad en metros por minuto del aceite en los tubos
Q = Caudal en litros por minuto

S = Sección del tubo en cm² = $\frac{3,1426 \times d^2}{4}$

d = Diámetro interior del tubo en centímetros

En la práctica se utiliza la fórmula siguiente:

$v = \frac{\quad}{6 \times S}$

En este caso las unidades de medida cambian y resulta que:

v = Velocidad en metros por segundo
Q = Caudal en litros por minuto

S = Sección en cm² = $\frac{3,1416 \times d^2}{4}$ donde

d = Diámetro interior del tubo en centímetros

Conociendo el caudal Q y la velocidad máxima admitida, podremos conocer directamente el diámetro de tubo que deberá ser utilizado. Para ello podemos utilizar la fórmula que nos da directamente el diámetro del tubo, pues

$\sqrt{21,2 \frac{Q}{v}}$ donde

Q = Caudal en litros por minuto
v = Velocidad en metros por segundo
d = Diámetro interior del tubo en milímetros

Una vez conocido el diámetro interior del tubo deberemos calcular el espesor de la pared para saber cual es el diámetro exterior, puesto que el diámetro exterior es el que define el tubo en el comercio.

Dado que la presión en el interior de los tubos de aspiración nunca excede de 1 bar, el espesor de la pared no tiene mayor importancia por lo que vale cualquier tubo de acero sin costura que tenga 1 o más milímetros de espesor.

Con el retorno ocurre otro tanto, la presión máxima en ese tubo no deberá ser superior a 5 bar. En este caso podemos considerar un espesor de pared de 2 mm hasta 25 mm y de 3 mm hasta 25 mm en adelante. Espesor que no tiene en cuenta la presión, sino la corrosión marina y el evitar que se abollen con facilidad, por golpes de objetos pesados.

El drenaje no debe tener una presión superior a 2 bar y en un barco pequeño rara vez tendrá un diámetro superior a 25 mm por lo que podemos considerar como suficiente un espesor de pared de 2 mm por las razones que dábamos para el retorno.

En el caso de la tubería de presión calcularemos el espesor de la pared a partir de la fórmula:

$$- - \frac{P \times (d + 6)}{2 \times \delta + (0,4\ P)} + 1 \text{ donde,}$$

e = Espesor de la pared en milímetros
P = Presión máxima del circuito en bar
d = Diámetro interior del tubo en milímetros
$\delta$ = Esfuerzo admisible en kilogramos por centímetro cuadrado. Para tubo estirado sin soldadura el valor de $\delta$ = 1 055 kg/cm²

Cálculo de las características técnicas de las maquinillas de tambores o güinches de tambores

Para comenzar debemos hacer constar que las maquinillas de tambores se utilizan principalmente en la pesca de arrastre pero son también utilizadas en la pesca de cerco cuando se utilizan jaretas de acero o como maquinillas auxiliares para la maniobra del copo o bien para carga y descarga.

El cálculo básico es igual para todas. En las maquinillas de arrastre ya sean de tambores múltiples o partidas (split), el cálculo de la fuerza de tracción total se realizará de acuerdo con la fórmula siguiente:

$F = N \times K \times 1,25$, donde

F = Fuerza de tracción total en kilogramo-fuerza (kgf)
N = Potencia del motor propulsor en caballos vapor (CV)
K = Coeficiente dependiente del tipo de hélice del barco. Coincide con la fuerza de tracción del barco a punto fijo.

El valor K, para los diferentes tipos de hélice, es el siguiente:

Hélice de arrastre de paso fijo : K = 10
Hélice de paso variable : K = 12
Hélice de paso variable en tobera: K = 15

Por ejemplo, en arrastre semi-pelágico se emplea hasta el 50 % de la potencia del motor principal para alimentar la maquinilla.

La fuerza de tracción de una maquinilla es referida siempre a medio tambor.

Una vez determinada la fuerza de tracción de la maquinilla, debemos determinar la capacidad de cable de los tambores.

Si decidimos estibar solamente el cabo real en el tambor de la maquinilla, tendremos en cuenta que su capacidad deberá ser igual a tres veces la profundidad máxima a la que se quiere pescar más cien metros que servirán de cojín para las primeras capas. Salvo indicación específica del armador.

Si las malletas entran en los tambores de la maquinilla habrá que añadir su longitud a la del cabo real para calcular la capacidad total.

Cuando se utiliza tambor de red, las malletas se enrollan normalmente en este y se deberán calcular rebajes o alojamientos para ellas, teniendo en cuenta siempre que la longitud de las malletas está en relación directa con la profundidad de trabajo. A mayor profundidad mayor longitud de malletas. No existe una fórmula fija pero si hacemos que la longitud de las malletas sean la mitad de la profundidad de trabajo estaremos cerca de la longitud ideal. En estos casos debemos añadir que cada pescador tiene sus propias normas, pero esta regla puede servir como referencia.

Para calcular la capacidad de cable del tambor de una maquinilla se usa la fórmula siguiente:

$$L = \frac{C\,(A^2 - B^2)}{1\,560\,d^2}$$

$$L = \frac{C\,(A^2 - B^2)}{1560\,d^2}$$

A = Diámetro del ala del tambor en milímetros
B = Diámetro del tubo interior en milímetros
C = Longitud del tambor en milímetros
d = Diámetro del cable en milímetros
L = Longitud del cable que cabe en el tambor en metros

Calcular siempre con un exceso de 50 mm, como margen de seguridad, en el ala del tambor.

Figura 101 Tambor esquemático para cable

Esta fórmula es válida en el caso de utilizar estibador automático. Si se realiza el adujamiento sin estibador se deberá calcular un 10 % más de capacidad para la misma cantidad de cable.

El diámetro B del tubo interior del tambor tiene que ser entre 15 y 21 veces el diámetro del cable que se va a utilizar. Cuando es menor de lo indicado el cable se aplasta y se estropea rápidamente. Cuanto más se acerque a 21 veces mejor trabajará el cable.

Velocidad del Cable

Cuando se describe una maquinilla se da siempre como dato importante la velocidad de izado del cable. Esta velocidad es diferente según el tipo de trabajo o de pesca a realizar y como el cable es enrollado en capas sucesivas, por lo que la velocidad es diferente en cada capa, la velocidad que se usa es la de la espira media, también llamada "a medio tambor". La velocidad a medio tambor es la que se usa para cálculos.

Para calcular maquinillas debemos tener en cuenta las velocidades de izado mínimas que se usan normalmente en los diferentes tipos de pesca.

| | |
|---|---|
| Cerco | 40 m/min |
| Arrastre de fondo | 70 m/min |
| Arrastre pelágico | 110 m/min |

Estas velocidades son referidas siempre a la espira media o medio tambor.

Para calcular el diámetro medio usaremos la siguiente fórmula:

$D_m = \frac{A + B}{2}$ donde,

A = Diámetro del ala de tambor en milímetros
B = Diámetro del tubo interior en milímetros
$D_m$ = Diámetro medio del tambor en milímetros

(Ver Figura 101).

Una vez conocido el diámetro medio podremos conocer la longitud de la circunferencia media o lo que es lo mismo la longitud de una vuelta de cable de la espira media. Para ello usaremos la fórmula:

$C_m = 3{,}1416 \times D_m$ donde,

$D_m$ = Diámetro medio en metros

$C_m$ = Circunferencia media en metros

Conociendo la longitud de la circunferencia media podremos calcular la velocidad del tambor en revoluciones por minuto, de esta manera:

$n = \frac{v}{C_m}$ donde,

$C_m$ = Circunferencia media en metros

v = Velocidad del cable en metros por minuto
n = Velocidad del tambor en revoluciones por minuto

El drenaje no debe tener una presión superior a 2 bar y en un barco pequeño rara vez tendrá un diámetro superior a 25 mm por lo que podemos considerar como suficiente un espesor de pared de 2 mm por las razones que dábamos para el retorno.

En el caso de la tubería de presión calcularemos el espesor de la pared a partir de la fórmula:

$$e = \frac{P \times (d + 6)}{2 \times \delta + (0{,}4\ P)} + 1 \text{ donde,}$$

e = Espesor de la pared en milímetros
P = Presión máxima del circuito en bar
d = Diámetro interior del tubo en milímetros
δ = Esfuerzo admisible en kilogramos por centímetro cuadrado. Para tubo estirado sin soldadura el valor de $\delta$ = 1 055 kg/cm²

Cálculo de las características técnicas de las maquinillas de tambores o güinches de tambores

Para comenzar debemos hacer constar que las maquinillas de tambores se utilizan principalmente en la pesca de arrastre pero son también utilizadas en la pesca de cerco cuando se utilizan jaretas de acero o como maquinillas auxiliares para la maniobra del copo o bien para carga y descarga.

El cálculo básico es igual para todas. En las maquinillas de arrastre ya sean de tambores múltiples o partidas (split), el cálculo de la fuerza de tracción total se realizará de acuerdo con la fórmula siguiente:

$F = N \times K \times 1{,}25$, donde

F = Fuerza de tracción total en kilogramo-fuerza (kgf)
N = Potencia del motor propulsor en caballos vapor (CV)
K = Coeficiente dependiente del tipo de hélice del barco. Coincide con la fuerza de tracción del barco a punto fijo.

El valor K, para los diferentes tipos de hélice, es el siguiente:

Hélice de arrastre de paso fijo : K = 10
Hélice de paso variable : K = 12
Hélice de paso variable en tobera: K = 15

Por ejemplo, en arrastre semi-pelágico se emplea hasta el 50 % de la potencia del motor principal para alimentar la maquinilla.

La fuerza de tracción de una maquinilla es referida siempre a medio tambor.

Una vez determinada la fuerza de tracción de la maquinilla, debemos determinar la capacidad de cable de los tambores.

Si decidimos estibar solamente el cabo real en el tambor de la maquinilla, tendremos en cuenta que su capacidad deberá ser igual a tres veces la profundidad máxima a la que se quiere pescar más cien metros que servirán de cojín para las primeras capas. Salvo indicación específica del armador.

Si las malletas entran en los tambores de la maquinilla habrá que añadir su longitud a la del cabo real para calcular la capacidad total.

Cuando se utiliza tambor de red, las malletas se enrollan normalmente en este y se deberán calcular rebajes o alojamientos para ellas, teniendo en cuenta siempre que la longitud de las malletas está en relación directa con la profundidad de trabajo. A mayor profundidad mayor longitud de malletas. No existe una fórmula fija pero si hacemos que la longitud de las malletas sean la mitad de la profundidad de trabajo estaremos cerca de la longitud ideal. En estos casos debemos añadir que cada pescador tiene sus propias normas, pero esta regla puede servir como referencia.

Para calcular la capacidad de cable del tambor de una maquinilla se usa la fórmula siguiente:

$$L = \frac{C\,(A^2 - B^2)}{1\,560\,d^2}$$

$$L = \frac{C\,(A^2 - B^2)}{1560\,d^2}$$

A = Diámetro del ala del tambor en milímetros
B = Diámetro del tubo interior en milímetros
C = Longitud del tambor en milímetros
d = Diámetro del cable en milímetros
L = Longitud del cable que cabe en el tambor en metros

Calcular siempre con un exceso de 50 mm, como margen de seguridad, en el ala del tambor.

Figura 101 Tambor esquemático para cable

Esta fórmula es válida en el caso de utilizar estibador automático. Si se realiza el adujamiento sin estibador se deberá calcular un 10 % más de capacidad para la misma cantidad de cable.

El diámetro B del tubo interior del tambor tiene que ser entre 15 y 21 veces el diámetro del cable que se va a utilizar. Cuando es menor de lo indicado el cable se aplasta y se estropea rápidamente. Cuanto más se acerque a 21 veces mejor trabajará el cable.

Velocidad del Cable

Cuando se describe una maquinilla se da siempre como dato importante la velocidad de izado del cable. Esta velocidad es diferente según el tipo de trabajo o de pesca a realizar y como el cable es enrollado en capas sucesivas, por lo que la velocidad es diferente en cada capa, la velocidad que se usa es la de la espira media, también llamada "a medio tambor". La velocidad a medio tambor es la que se usa para cálculos.

Para calcular maquinillas debemos tener en cuenta las velocidades de izado mínimas que se usan normalmente en los diferentes tipos de pesca.

| | |
|---|---|
| Cerco | 40 m/min |
| Arrastre de fondo | 70 m/min |
| Arrastre pelágico | 110 m/min |

Estas velocidades son referidas siempre a la espira media o medio tambor.

Para calcular el diámetro medio usaremos la siguiente fórmula:

$D_m = \frac{A + B}{2}$ donde,

A = Diámetro del ala de tambor en milímetros
B = Diámetro del tubo interior en milímetros
$D_m$ = Diámetro medio del tambor en milímetros

(Ver Figura 101).

Una vez conocido el diámetro medio podremos conocer la longitud de la circunferencia media o lo que es lo mismo la longitud de una vuelta de cable de la espira media. Para ello usaremos la fórmula:

$C_m = 3{,}1416 \times D_m$ donde,

$D_m$ = Diámetro medio en metros

$C_m$ = Circunferencia media en metros

Conociendo la longitud de la circunferencia media podremos calcular la velocidad del tambor en revoluciones por minuto, de esta manera:

$n = \frac{v}{C_m}$ donde,

$C_m$ = Circunferencia media en metros

v = Velocidad del cable en metros por minuto
n = Velocidad del tambor en revoluciones por minuto

**Par**

Ya hemos explicado anteriormente lo que quiere decir par así como la unidad que usamos para medirlo. No obstante podemos repetir que par es un concepto que relaciona dos factores que son peso y distancia. La unidad que utilizamos es el kgf.m, llamada también kilográmetro, que es la fuerza necesaria para levantar un kilogramo con un tambor que tuviera un radio de un metro. Ver Figura 102.

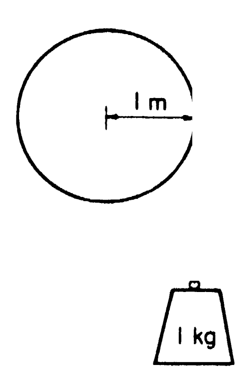



Figura 102 Representación gráfica de un kilográmetro

El par del tambor de una maquinilla se calcula multiplicando el radio medio por la fuerza de tracción de la maquinilla, es decir,

$M = \frac{Dm}{2} \times F$, donde

M = Par del tambor en kgfm (kilográmetros) Decanewtons metro = DaN.m

$D_m$ = Diámetro medio en metros

F = Fuerza de tracción de la maquinilla en kgf

Sin embargo, dado que los fabricantes de motores hidráulicos indican el par de cada uno de ellos en los catálogos, podemos seleccionarlos a partir del par.

Ahora llega el momento de definir si la maquinilla deberá tener reducción, por medio de una caja de engranajes o bien si se aplica un motor hidráulico directamente al eje del tambor. En este caso ya es un problema de medios técnicos o económicos o bien de concepto de diseño.

Si es directo, se elegirá un motor que dé el par necesario a 3/4 de la presión máxima de trabajo.

Si es por medio de caja reductora dividiremos el par del tambor por la reducción de la caja y el resultado será el par del motor que necesitamos cuando funcione a 3/4 de la presión máxima de trabajo indicada en el catálogo del fabricante.

Pero para completar el cálculo de la maquinilla necesitamos aun saber qué diámetro de cable deberemos usar, con el objeto de poder calcular el tamaño real de los tambores. Para ello podemos usar el Cuadro 15.

Obsérvese que el cable recomendado tiene una carga de rotura de 4 a 5 veces superior al trabajo real que va a realizar, lo que representa el factor de seguridad. Téngase en cuenta que al ser dos los cables, la fuerza que deberá efectuar cada uno es la mitad de la que ejerce el barco en arrastre.

Existen patrones de pesca que tienen tendencia a aumentar desmesuradamente el diámetro y a veces la longitud del cable, lo que no es recomendable en ningún caso, ni técnico ni económico. Lo que deben hacer es sustituir el cable cuando se observa que comienza a deshilacharse.

El cable que se utiliza en pesca es 6 x 19 + 1, galvanizado. Esto quiere decir que el cable está compuesto por 6 torones de 19 hilos de acero, cada uno, más un alma de acero. (Véase Cuadro 16).

Cuadro 15

Diámetro de cable recomendado para arrastre

| Potencia motor propulsor (CV) | Fuerza de tracción total aprox. (kgf) | Carga de rotura mínima (kgf) (Cable 160 kg/ mm²) | Diámetro de cable (mm) |
|---|---|---|---|
| | Con hélice de arrastre | | |
| 150 | 1 875 | 4 700 | 9 |
| 250 | 3 125 | 7 800 | 12 |
| 350 | 4 375 | 11 000 | 14 |
| 400 | 5 000 | 12 500 | 16 |
| 450 | 5 625 | 14 000 | 16 |
| 500 | 6 250 | 15 650 | 18 |
| 600 | 7 500 | 18 700 | 18 |
| 700 | 8 750 | 23 100 | 20 |
| 800 | 10 000 | 25 000 | 22 |
| | Con hélice de paso variable | | |
| 150 | 2 250 | 5 700 | 10 |
| 250 | 3 750 | 9 870 | 13 |
| 350 | 5 250 | 14 800 | 16 |
| 400 | 6 000 | 14 800 | 16 |
| 450 | 6 750 | 18 100 | 18 |
| 500 | 7 500 | 18 100 | 18 |
| 600 | 9 000 | 23 100 | 20 |
| 700 | 10 500 | 26 600 | 22 |
| 800 | 12 000 | 32 600 | 24 |
| | Con hélice en tobera | | |
| 150 | 2 812 | 8 650 | 12 |
| 250 | 4 687 | 11 200 | 14 |
| 350 | 6 562 | 18 100 | 18 |
| 400 | 7 500 | 18 100 | 18 |
| 450 | 8 437 | 23 100 | 20 |
| 500 | 9 375 | 23 100 | 20 |
| 600 | 11 250 | 26 600 | 22 |
| 700 | 13 125 | 32 600 | 24 |
| 800 | 15 000 | 36 800 | 26 |

Con los datos y fórmulas que hemos dado hasta ahora podemos ya realizar el cálculo del motor hidráulico necesario para accionar la maquinilla de un determinado barco, así como del sistema hidráulico correspondiente.

## 20.4 Ejemplo de Cálculo del Sistema Hidráulico para las Maquinillas o Güinches de Pesca, en un Barco de Arrastre

Tenemos un barco de arrastre de 20 m de eslora por 6 m de manga, con un motor propulsor de 400 CV a 1 800 RPM que va a pescar especies de fondo hasta una profundidad de 350 brazas. La hélice es de arrastre con el paso fijo.

Vamos a calcular la maquinilla y el equipo hidráulico necesario para accionarla.

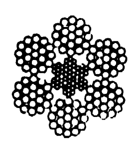
Teniendo en cuenta que la tendencia actual es usar la maquinilla partida en lugar de la de tambores múltiples que se usaba anteriormente (y aún se usa), podemos efectuar el cálculo del

circuito hidráulico como si fuera partida (split), ya que el cálculo de la maquinilla en sí es igual para los dos casos, la diferencia es que si la maquinilla es entera lleva un sólo motor y si es partida, cada mitad lleva el suyo.

Cuadro 16

Cables para arrastre

Construcción 6 x 19 +1



| Día. nom. cable (mm) | Día. alambre ext. (mm) | Sección ($mm^2$) | Peso del cable (kg/m) | Carga de rotura mínima | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | 160 kg/$mm^2$ 1 570 N/$mm^2$ | | 180 kg/$mm^2$ 1 770 N/$mm^2$ | | 200 kg/$mm^2$ 1 970 N/$mm^2$ | |
| | | | | KN | kgf | KN | kgf | KN | kgf |
| 8 | 0,50 | 26,9 | 0,236 | 33,7 | 3 440 | 38,0 | 3 870 | 41,1 | 4 190 |
| 9 | 0,60 | 38,1 | 0,338 | 47,9 | 4 880 | 53,9 | 5 490 | 58,4 | 5 950 |
| 10 | 0,65 | 44,5 | 0,394 | 55,9 | 5 700 | 62,9 | 6 410 | 68,1 | 6 950 |
| 11 | 0,70 | 52,2 | 0,460 | 65,6 | 6 690 | 73,8 | 7 530 | 80,0 | 8 150 |
| 12 | 0,80 | 67,5 | 0,592 | 84,8 | 8 650 | 95,4 | 9 730 | 103 | 10 500 |
| 13 | 0,85 | 77,0 | 0,675 | 96,7 | 9 870 | 109 | 11 100 | 118 | 12 000 |
| 14 | 0,90 | 87,1 | 0,763 | 109 | 11 200 | 123 | 12 600 | 133 | 13 600 |
| 16 | 1,05 | 116 | 1,01 | 145 | 14 800 | 164 | 16 700 | 177 | 18 100 |
| 18 | 1,15 | 141 | 1,23 | 177 | 18 100 | 199 | 20 300 | 216 | 22 000 |
| 20 | 1,30 | 180 | 1,57 | 226 | 23 100 | 255 | 26 000 | 276 | 28 100 |
| 22 | 1,40 | 208 | 1,81 | 261 | 26 600 | 294 | 29 900 | 318 | 32 400 |
| 24 | 1,55 | 255 | 2,22 | 320 | 32 600 | 360 | 36 700 | 390 | 39 800 |
| 26 | 1,65 | 287 | 2,51 | 361 | 36 800 | 406 | 41 400 | 440 | 44 900 |
| 28 | 1,80 | 342 | 2,98 | 430 | 43 800 | 484 | 49 300 | 524 | 53 400 |
| 30 | 1,90 | 380 | 3,31 | 477 | 48 700 | 537 | 54 800 | 582 | 59 300 |
| 32 | 2,05 | 443 | 3,86 | 556 | 56 700 | 626 | 63 800 | 678 | 69 100 |
| 34 | 2,15 | 491 | 4,27 | 617 | 62 900 | 694 | 70 800 | 752 | 76 600 |
| 36 | 2,30 | 562 | 4,89 | 706 | 72 000 | 794 | 81 000 | 860 | 87 700 |
| 38 | 2,40 | 610 | 5,31 | 766 | 78 100 | 862 | 87 900 | 934 | 95 200 |
| 40 | 2,55 | 689 | 5,99 | 865 | 88 200 | 974 | 99 300 | 1 050 | 108 000 |
| 44 | 2,80 | 829 | 7,21 | 1 040 | 106 000 | 1 170 | 119 000 | 1 270 | 129 000 |
| 48 | 3,05 | 981 | 8,54 | 1 230 | 126 000 | 1 390 | 141 000 | 1 500 | 153 000 |
| 52 | 3,30 | 1 150 | 9,98 | 1 440 | 147 000 | 1 620 | 165 000 | 1 760 | 179 000 |
| 56 | 3,55 | 1 330 | 11,6 | 1 680 | 171 000 | 1 890 | 192 000 | 2 040 | 208 000 |

Tambor

Si el barco va a pescar arrastre en una profundidad de 350 brazas que son equivalentes a 640 m, para saber la longitud de cable necesario multiplicamos 640 x 3 = 1 920 m + 80 m para cama, son 2 000 m.

El diámetro del cable, según el Cuadro 15 es de 16 mm por lo que el diámetro del tubo interior del tambor será: B = 16 x 21 = 336 mm.

Por lo tanto calcularemos ahora las restantes dimensiones del tambor.

Vamos a estimar que A = 1 000 mm, por lo tanto tenemos que calcular C que es la longitud del tambor. Despejando C de la fórmula para calcular la capacidad de cable del tambor, tenemos que,

$C = \frac{L \times 1\,560\ d^2}{A^2 - B^2}$ y, sustituyendo las letras por sus valores resulta que:

$C = \frac{2\,000 \times 1\,560 \times 16^2}{1\,000^2 - 273^2} = 900$ mm, aunque vamos a utilizar estibador de cable automático siempre conviene dejar un ligero margen de seguridad por lo que adoptaremos 950 mm de longitud de tambor.

Luego ya tenemos las dimensiones del tambor,

A = 1 000 mm
B = 336 mm
C = 950 mm

Diámetro medio

Calcularemos ahora el diámetro medio según la fórmula expresada anteriormente.

$D_m = \frac{A + B}{2}$, sustituyendo las letras por su valor tenemos $D_m = \frac{1\ 000 + 336}{2} = 668$ mm de donde inmediatamente deducimos la longitud de la circunferencia media que es, $C_m = D_m \times \pi = 0,668 \times 3,1416 = 2,098$ m $\approx 2,1$ m.

Velocidad del tambor en RPM

La velocidad de recogida o enrollamiento del cable ya hemos dicho que puede ser de 70 m/min para este tipo de pesca. Todo aumento de velocidad implica un aumento de potencia extraída del motor principal. Por lo tanto demos como buena la velocidad de 70 m/min a diámetro medio.

Esta velocidad traducida a revoluciones por minuto del tambor será:

$$n = \frac{v}{C_m} = \frac{\text{VELOCIDAD EN METROS POR MINUTO}}{\text{CIRCUNFERENCIA MEDIA EN METROS}} = \frac{70}{2,1} \quad 33,3 \text{ RPM}$$

Par

Estimamos que el barco tiene una tracción a punto fijo de 5 000 kgf por lo tanto cada uno de los dos tambores de las maquinillas deberá tener una fuerza de tracción de 2 500 kgf a diámetro medio, según el Cuadro 15.

Calcularemos el par multiplicando la fuerza de tracción en kgf por el radio medio en metros, es decir,

$M = F \times \frac{Dm}{2}$, sustituyendo aquí las letras por su valor tenemos,

$$M = 2\ 500 \times \frac{0,668}{2} = 835 \text{ kgf.m}$$

lo que quiere decir que si utilizamos un motor de bajas revoluciones y alto par, como son los de pistones radiales, acoplado directamente al tambor, deberemos buscar uno que a los 3/4 de la presión máxima de trabajo nos dé 835 kgf.m, por lo menos.

Cálculo del motor

Si el motor a utilizar es del tipo de revoluciones medias entre 200 y 600 o rápido de 400 a 2 000, deberemos utilizar una caja reductora para pasar de las revoluciones del motor, a las 33,3 RPM que debe tener el tambor.

En el caso presente, supongamos que vamos a utilizar un motor de pistones radiales acoplado directamente al tambor, estudiaremos el catálogo del fabricante y seleccionaremos un motor que a 3/4 de la presión máxima de trabajo continuo, nos dé el par de 835 kgf.m que necesitamos. Una vez seleccionado el motor, se elegirá la bomba adecuada para alimentarlo, así como el resto de elementos del circuito de acuerdo con el caudal de aceite previsto.

En el caso de que se utilice caja reductora el par necesario en el motor será el que obtengamos en el tambor dividido por la reducción de la caja y por el rendimiento de la misma.

La caja de la maquinilla o güinche puede tener una relación de transmisión baja, media o alta dependiendo del tipo de diseño propio de cada fabricante. Para este caso vamos a considerar una relación baja, lo que implica un solo tren de engranajes. También hay que tener en cuenta que cuanto mayor sea la relación de transmisión, menor será el motor y por consiguiente más barato.

Para este caso vamos a elegir la relación 1/5.

Así tenemos, $\text{PAR MOTOR} = \frac{\text{PAR EN EL TAMBOR}}{\text{RELACION DE TRANSMISION x RENDIMIENTO DE LA CAJA}}$

Teniendo en cuenta que la caja es de un sólo tren de engranajes, vamos a considerar un rendimiento de 0,94 (si hubiese más trenes habría que dividir tantas veces por 0,94 como trenes hubiese).

Sustituyendo, tenemos,

$$M = \text{PAR MOTOR} = \frac{835}{5 \times 0,94} = 177,7 \text{ kgm}$$

De la fórmula que dice:

M = 1,6 x V x P x r, deducimos V para conocer la cilindrada del motor, luego,

$$" = \frac{M}{1,6 \times P \times r}$$ , y sustituyendo las letras por su valor,

$$v = \frac{177,8}{1,6 \times 160 \times 0,92} \quad 0,7549 \text{ litros}$$

donde P ha sido sustituido por 160 bar que es aproximadamente 3/4 de 210[1/] bar y r lo ha sido por 0,92 que es el rendimiento global aproximado de un motor de pistones radiales.

Ya sabemos la cilindrada aproximada que deberá tener el motor.

A continuación deberemos calcular las revoluciones por minuto que deberá dar este motor, para poder efectuar la sección en el catálogo.

Sabiendo que la velocidad en el tambor en RPM es de 33,3, como hemos calculado anteriormente, y que la relación de transmisión es de 5, el motor tendrá que dar 33,3 x 5 = 166,5 RPM. Por tanto, teniendo como datos:

| | |
|---|---|
| Cilindrada del motor: | 0,75 litros = 7,50 cm³ |
| Presión máxima de trabajo: | 210 bar |
| Velocidad de trabajo: | 166,5 RPM |

podremos seleccionar un motor, de entre los catálogos de los fabricantes, que se ajuste a las características requeridas.

Supongamos que no existe un motor de 750 cm³, pero si uno de 700 cm³ y otro de 800 cm³, como medida de seguridad conviene seleccionar el motor inmediato superior, si la diferencia en cilindrada es pequeña. Habrá casos en los que será más fácil reajustar la relación de transmisión de la caja reductora para ajustarse al motor disponible.

Por tanto en este caso, una vez seleccionado el motor de 800 cm³, nos dispondremos a calcular la bomba necesaria para accionarlo.

Cálculo de la bomba

Dado que el motor va a trabajar a 166,5 RPM y que su cilindrada es de 0,8 litros, podemos averiguar fácilmente cual es el caudal de aceite necesario para su accionamiento, teniendo en cuenta que el rendimiento de la bomba es de 0,8 según el Cuadro 14.

$$Q = \frac{V \times n}{r} = \frac{0,8 \times 166,5}{0,8} = 1665,5 \text{ litros/min.}$$

Por lo tanto elegiremos una bomba que nos dé 166,5 litros/min a 1 200 RPM del motor principal, puesto que las bombas se calculan a 2/3 de las RPM máximas del motor propulsor, excepción hecha de los casos en los que la hélice es de paso variable. En ese caso la bomba se calcula a las RPM máximas del motor.

Una bomba que dé 166,5 litros/min a 1 200 RPM tendrá una cilindrada de $\frac{166,5}{1\ 200}$ = 0,138 litros o lo que es igual 138 cm³. Como es difícil que coincida la cilindrada que nosotros necesitamos con las que aparecen en el catálogo, elegiremos la bomba inmediata superior.

1/ Para este cálculo se ha seleccionado una presión máxima de trabajo de riobar que es el límite convencionalmente establecido para componentes hidráulicos de media presión

La bomba deberá tener por tanto, las características siguientes:

| | |
|---|---|
| Cilindrada: | 138 $cm^3$, mínimo |
| Presión máxima de trabajo: | 210 bar |
| RPM máximas: | 2 000 o más |

En el caso presente vamos a considerar que existe la bomba de 138 $cm^3$. Como el cálculo ha sido realizado para una maquinilla o güinche y en este caso son dos iguales, deberemos tener en cuenta que necesitamos dos bombas iguales.

Para accionar dos bombas al mismo tiempo (en paralelo), necesitamos una caja de transmisión que podría tener una relación de 1:1 1/

Cálculo del embrague

Para aislar la caja necesitamos un embrague que deberá ser calculado de la manera siguiente:

PRIMERO : Necesitamos saber cual es la potencia en CV que absorberán las dos bombas.

SEGUNDO: Una vez conocida ésta, le incrementaremos la pérdida de potencia que resultará de la utilización de la caja de transmisión.

TERCERO: Conocida la potencia total calcularemos el par que deberá tener el embrague, con lo cual quedará definido éste.

Procedamos según se ha descrito:

(1) Potencia absorbida por las dos bombas, según la fórmula dada:

$$N = 2 \times \frac{P \times Q}{450} = 2 \times \frac{160 \times 166,5}{450} = 118,4 \text{ CV}$$

(2) Dado que usaremos una caja de transmisión de relación 1:1, con dientes rectificados, conseguiremos un elevado rendimiento que podemos considerar como 0,94 para efectos de cálculo. Este r deberá dividir a los caballos obtenidos así:

$$\text{POTENCIA FINAL} = \frac{\text{POTENCIA DE LAS BOMBAS}}{\text{RENDIMIENTO DE LA CAJA}} = \frac{118,4}{0,94} = 125,95 \text{ CV}$$

(3) Calcularemos el par del embrague a partir de una potencia de 125,95 CV a 1 200 RPM, según la fórmula:

$$M = \text{PAR} \simeq \frac{\text{POTENCIA EN CV} \times K \times 716}{\text{RPM DEL EMBRAGUE}} = \frac{125,95 \times 2 \times 716}{1\ 200} = 150 \text{ kgm donde,}$$

K es un factor de seguridad para embragues, que en el caso de usarlos para transmitir movimiento a partir de un motor endotérmico, se considera con un valor = 2.

Cálculo del tanque

Sabiendo que el caudal que circula es de 166,5 litros por minuto, multiplicado por 2, es decir: 166,5 x 2 = 333 litros/min, el tanque deberá tener una capacidad mínima de dos veces y media el caudal teórico de las bombas, es decir, 333 x 2,5 = 832,5 litros.

Distribuidores y válvulas

Deberán ser seleccionados del catálogo atendiendo a las exigencias impuestas por la bomba, que son:

| | |
|---|---|
| Capacidad de caudal: | superior a 166,5 litros/min |
| Presión de trabajo: | igual o superior a 210 bar |

1/ En este caso se trata de una caja de transmisión para accionamiento de las bombas a partir del motor propulsor. No confundir con la caja reductora del güinche o maquinilla a la que nos hemos referido anteriormente

Filtros

Serán seleccionados del catálogo teniendo en cuenta que la capacidad de filtrado sea superior a 333 litros/min.

Cálculo de tuberías

Para calcular el diámetro interior de las tuberías, usaremos la fórmula ya dada en 20.3,

en la que conocemos Q para cada línea, pues sabemos que los caudales son los siguientes:

| | |
|---|---|
| Línea de aspiración: | 333 litros/min |
| Líneas de presión: | $\frac{333}{2}$ = 166,5 litros/min |
| Línea de retorno: | 166,5 x r del motor = 166,5 x 0,92 = 153 litros/min |
| Línea de drenaje: | 166,5 - 153 = 13,5 litros/min, por ser dos drenajes (uno de cada motor) son 13,5 x 2 = 27 litros/min |

Sabiendo también, según 11.1, que las velocidades máximas permitidas para cada línea son las siguientes:

| | |
|---|---|
| Línea de aspiración: | 1,2 m/s |
| Línea de presión: | 5 m/s |
| Línea de retorno: | 3,5 m/s |
| Línea de drenaje: | 2 m/s |

de esta manera conociendo los valores Q y v, sustituiremos las letras por su valor en fórmula, así:

Diámetro de la línea de aspiración: $d = \sqrt{21,2\ \frac{333}{1,2}} = 76,7$ mm

Diámetro de la línea de presión : $d = \sqrt{21,2\ \frac{166,5}{5}} = 26,56$ mm

Diámetro de la línea de retorno : $d = \sqrt{21,2\ \frac{153}{3,5}} = 30,44$ mm

Diámetro de la línea de drenaje : $d = \sqrt{21,1\ \frac{27}{2}} = 16,92$ mm

Con estos valores de d podremos calcular el espesor del tubo de presión según la fórmula dada en 20.3, que dice que,

$e = \frac{P \times (d + 6)}{2 \times \delta + (0,4P)} + 1$, por lo tanto,

sabiendo que la presión máxima de trabajo será de 210 bar,

$e = \frac{210 \times (26,56 + 6)}{2\ 110 + (0,4 \times 210)} + 1 = 4,11$ mm, luego elegiremos un tubo que tenga un diámetro interior aproximado de 26,56 mm con un espesor de pared de 4 mm aproximadamente.

Si nos referimos al Cuadro 5 veremos que no existe tubo de diámetro interior 26,56 mm pero sí 27 mm, como necesitamos una pared de 4 mm, el diámetro exterior sería de 35 mm que existe en el Cuadro.

Con los tubos de aspiración, retorno y drenaje, procederemos de la misma manera.

El de retorno sería 35-31 con pared de 2 mm y el de drenaje 20-17 con pared de 1,5 mm.

Si como en este caso el tubo de aspiración se sale del Cuadro, habrá que buscar otras calidades y tamaños en otros catálogos.

La representación del esquema hidráulico de este ejemplo se encuentra en la Parte Sexta en las Figuras 125 y 126, con la diferencia de que allí se han añadido un tambor de red y un molinete, por lo que aumentan los diámetros de las líneas de aspiración y retorno, así como la capacidad del tanque. El resto de los datos no varían.

## 20.5 Cálculo de las Características Técnicas de las Maquinillas de Cabirones o Güinches de Cabirones, Haladores, etc.

El cálculo de estos aparatos es en todo similar al cálculo de las maquinillas de cable. Si bien es más simple porque en estas máquinas el diámetro de trabajo permanece constante.

Utilizando convenientemente las fórmulas dadas para el cálculo de las maquinillas o güinches de tambores, podremos definir fácilmente diámetros, velocidades y potencias de maquinillas o güinches auxiliares y haladores de todos los tipos.

### Ejemplo de cálculo de una maquinilla o güinche de cabirones

Deseamos saber qué motor y qué bomba le corresponden a una maquinilla o güinche de dos cabirones que deberá tener una fuerza de tracción total de 5 000 kgf y una velocidad de recogida del cable de 40 m/min. Sabemos también que el diámetro del cabirón es de 300 milímetros en la zona de trabajo y que se va a utilizar cabo sintético de 34 mm de diámetro.

### Cálculo del motor

En primer lugar deberemos calcular el par que corresponde al diámetro del cabirón.

Así, $M = F \times R$

donde F = Fuerza de tracción en kgf
R = Radio del cabirón en m

Sustituyendo, en la fórmula, las letras por su valor, tenemos:

$M = 5\,000 \times 0{,}15 = 750$ kgf.m

En este caso vamos a utilizar un reductor del tipo corona-sinfín en baño de aceite, con sinfín rectificado, con un rendimiento mecánico de 0,86 según el catálogo del fabricante y con una reducción de 1:50.

$$M = \text{PAR MOTOR} = \frac{\text{PAR DEL CABIRON}}{\text{RELACION DE TRANS.} \times \text{RENDIMIENTO MECANICO}} = \frac{750}{50 \times 0{,}86} = 17{,}44 \text{ kgf.m}$$

Supongamos que sólo disponemos de motores de engranajes externos, cuyo rendimiento, según el catálogo del fabricante es de 0,78. También se indica que la presión máxima de trabajo es de 160 bar y que pueden girar hasta 2 400 RPM.

Sabiendo que la presión de trabajo deberá ser 3/4 de 160 bar, tendremos que:

$\frac{160 \times 3}{4} = 120$ bar, por tanto podremos calcular la cilindrada que corresponde al motor de engranajes:

$$\text{Así, } V = \frac{M}{1{,}6 \times P \times r} = \frac{17{,}44}{1{,}6 \times 120 \times 0{,}78} = 0{,}116 \text{ litros}$$

Ahora acudimos al catálogo y nos encontramos con que el motor disponible, más cercano al de 116 $cm^3$, es el de 125 $cm^3$.

### Cálculo de la bomba

Las vueltas por minuto que deberá dar este motor serán calculadas a partir de los 40 metros por minuto de velocidad de recogida del cable que se especifica y del diámetro del cabirón que es de 300 mm.

La circunferencia C correspondiente al cabirón es de $0{,}3 \times 3{,}1416 = 0{,}942$ metros. Por tanto, el cabirón deberá dar,

$n = \frac{v}{C} = \frac{40}{0{,}942} = 42{,}46 \approx 42{,}5$ RPM para conseguir los 40 m/min.

Por lo tanto, si multiplicamos las 42,5 RPM del cabirón por la relación de transmisión de la caja (50), nos dará como resultado el número de vueltas por minuto que deberá dar el motor, es decir: $42{,}5 \times 50 = 2\,125$ RPM que multiplicadas por la cilindrada del motor 0,125 litros, nos dará la capacidad de la bomba en litros por minuto. Así $2\,125 \times 0{,}125 = 265$ litros/minuto.

Sabiendo que el motor principal del barco es de 350 CV a 1 500 RPM, deberemos seleccionar la bomba para trabajar a 2/3 de 1 500 RPM, es decir: $\frac{1\ 500 \times 2}{3} = 1\ 000$ RPM

Por tanto la cilindrada más cercana a ésta que aparece en el catálogo es de 250 cm³ y es la mayor disponible, tendremos que conseguir los litros que necesita el motor a costa de aumentar las RPM del motor principal, y puesto que la bomba tiene un rendimiento volumétrico de 0,82, según el Cuadro 14, calcularemos las RPM necesarias en el motor de esta manera:

$$n = \frac{Q}{V \times r_v} \text{ donde,}$$

n = Revoluciones por minuto del motor propulsor
Q = Caudal necesario para accionar el motor hidráulico, en litros por minuto
V = Cilindrada de la bomba en litros por minuto
$r_v$ = Rendimiento volumétrico de la bomba

luego,

$$n = \frac{265}{0{,}250 \times 0{,}82} \quad 1\ 293 \text{ RPM}$$

El resto de los elementos se calcula como ya hiciéramos en el ejemplo anterior.

20.6 Símbolos Hidráulicos

Con el objeto de poder representar fácilmente los aparatos que intervienen en un circuito hidráulico se han adoptado una serie de símbolos que son usados en los planos y que es necesario conocer.

Los símbolos obedecen a unas normas y existen diferentes normas, europeas y americanas, como ISO, DIN, ANSI, etc., básicamente los símbolos son similares en todas ellas aunque existen pequeños detalles que las diferencian.

A continuación se da el Cuadro 17 en el que se referencian los símbolos hidráulicos según la norma ISO R: 1219 que es la más utilizada de todas ellas a nivel mundial.

20.7 Esquema Hidráulico

El esquema es la representación técnica de un circuito con la ayuda de los símbolos apropiados.

Se recomienda utilizar el formato del esquema de una altura de 297 mm que es la del tamaño DIN A-4, pudiendo ser su longitud hasta de 1 189 mm para que al ser plegados puedan ser archivados en carpetas normales. Se deberá prever un margen a la izquierda para poder efectuar la perforación de archivado.

Realización del esquema

- La realización de un esquema no tiene en cuenta la disposición de los aparatos de la instalación en el espacio. Los grupos constitutivos interdependientes deben ser representados sobre el mismo esquema.

- En el caso de dispositivos de mando electro-hidráulicos, es necesario establecer esquemas separados para la parte eléctrica y para la parte hidráulica. Los elementos de señalización y de mando (contactores de fin de carrera o válvulas electromagnéticas, por ejemplo), deben ser representados en los dos esquemas.

- El esquema debe representar la instalación en posición inicial, es decir en la posición que tienen las válvulas y distribuidores en reposo, cuando la bomba está funcionando y ninguna de ellas ha sido actuada.

- Los aparatos componentes de la instalación así como los distribuidores y válvulas deberán ser representados en posición horizontal, siempre que sea posible. Las tuberías deberán seguir una línea recta y se tratará de evitar los cruces de líneas.

- Los elementos de señalización que son accionados por los motores que accionan las bombas suelen ir subrayados.

Cuadro 17

Símbolos hidráulicos

SIMBOLOS GENERALES

| | |
|---|---|
| Tubería rigida o líneas de presión y líneas de retornos | |
| Línea de pilotaje | |
| Línea de drenaje | |
| Arbol, eje, vástago | |
| Resorte | |
| Estrangulamiento sensible a la viscosidad | |
| Estrangulamiento no sensible a la viscosidad | |
| Sentido del flujo | |
| Línea eléctrica | |
| Tubería flexible | |
| Unión de tuberías | |
| Cruce de tuberías | |

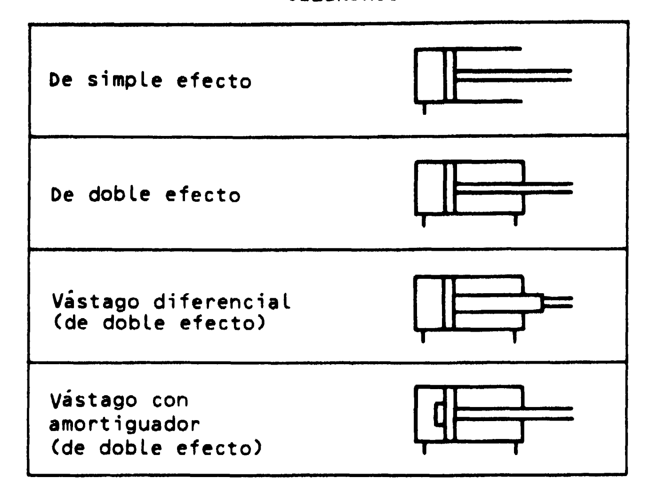
| | |
|---|---|
| Purga de aire | |
| Ramal taponado | |
| Ramal con continuación | |
| Sentido de rotación | |
| Indicación de posibilidad de regulación | |
| Encuadramiento de varios aparatos reunidos en un solo bloque ó unidad de montaje | |
| Manómetro | |
| Fuente de presión | |
| Motor eléctrico | M |
| Motor térmico | |
| Acoplamiento | |
| Embrague | |

<u>Cuadro 17</u> (continuación)

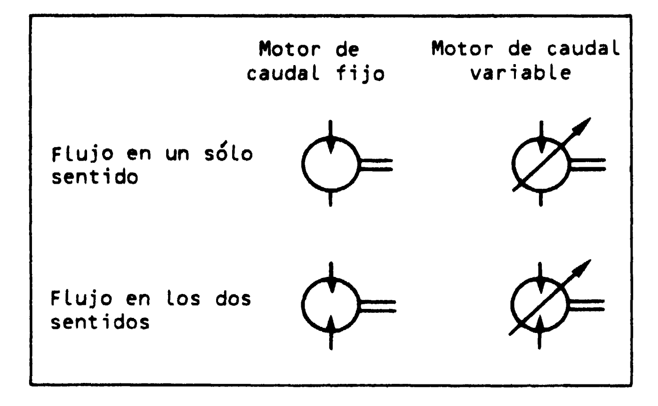
BOMBAS

| | Bomba de caudal fijo | Bomba de caudal variable |
|---|---|---|
| Flujo en un sólo sentido | | |
| Flujo en los dos sentidos | | |

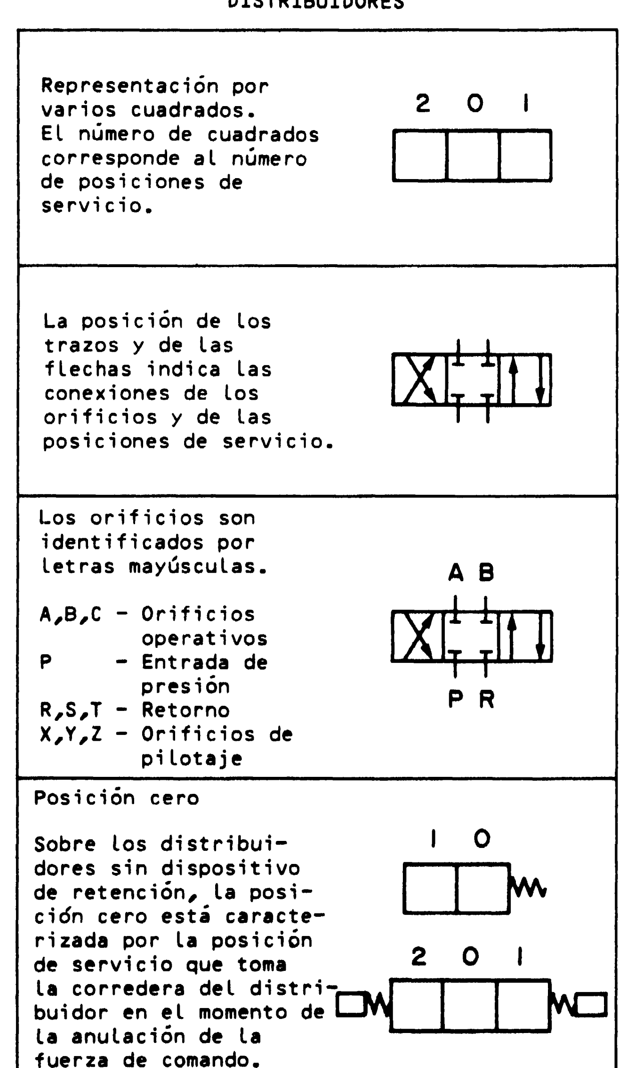
CILINDROS



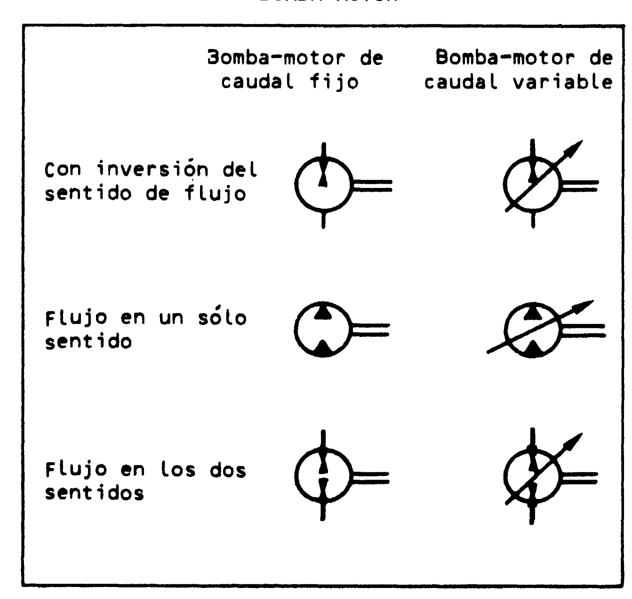

MOTORES




DISTRIBUIDORES

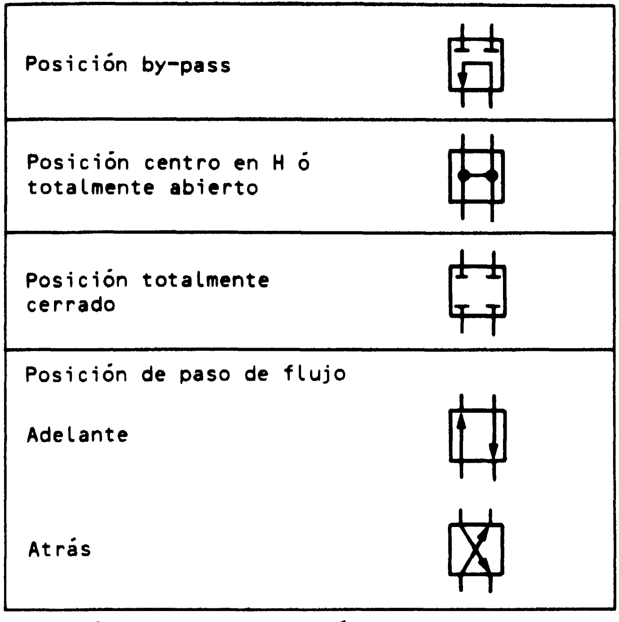



BOMBA-MOTOR



Cuadro 17 (continuación)

POSICIONES DE SERVICIO

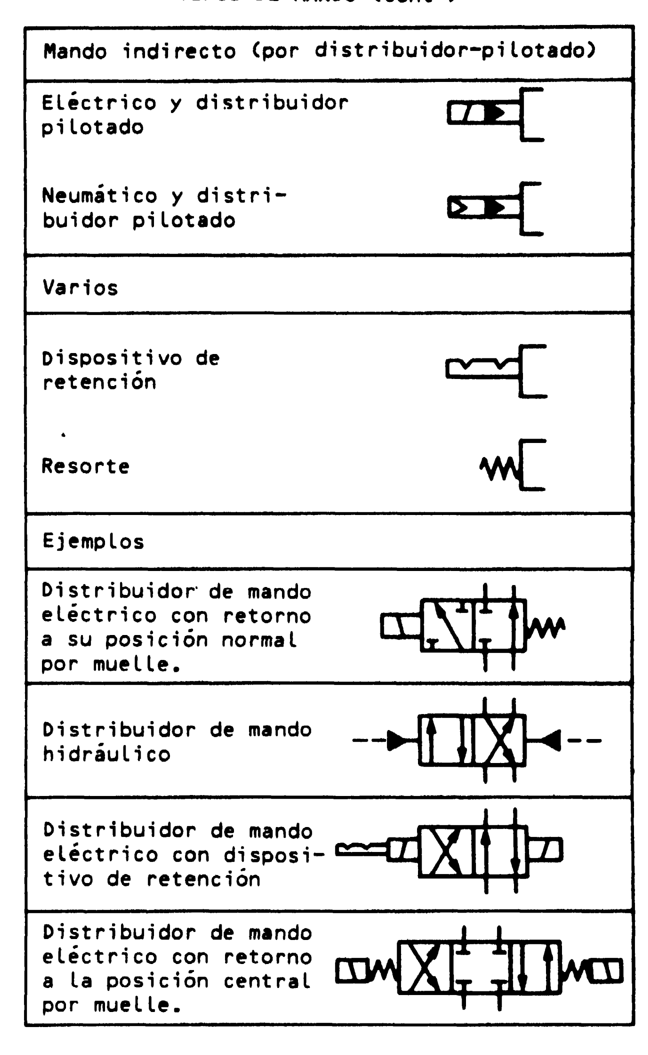



Los símbolos no dan ningún detalle de construcción.
El mismo símbolo puede significar por ejemplo una válvula de macho que de cuña.

TIPOS DE MANDO

| Mando directo |
|---|
| Muscular |
| Por palanca |
| Por cuña sobre rueda |
| Hidráulico |
| Neumático |
| Eléctrico |
| Por motor eléctrico |

TIPOS DE MANDO (cont')




APARATOS DE REGULACION DE PRESION

| |
|---|
| Posición normalmente cerrada. |
| Posición normalmente abierta |
| Limitador de presion con tarado previo. A B |

Cuadro 17 (continuación)

## APARATOS DE REGULACION DE PRESION (cont.)

| |
|---|
| Limitador de presión con taraje regulable. |
| Pilotaje externo<br>Drenaje externo<br><br>Z - pilotaje<br>L - drenaje |
| Pilotaje externo,<br>Drenaje interno |
| Reductor de presión |
| Válvula de secuencia con pilotaje externo |
| Válvula de descarga |
| Limitador de presión pilotado por mando a distancia |
| Contacto eléctrico por presión hidráulica |

## APARATOS DE REGULACION DE CAUDAL

| |
|---|
| Válvula de estrangulamiento fijo |
| Válvula de estrangulamiento regulable |
| Válvula de estrangulamiento no sensible a la viscosidad |
| Válvula antirretorno con estrangulamiento regulable. |
| Regulador de caudal fijo<br><br>Regulador de caudal regulable |
| Regulador de caudal con válvula antirretorno |
| Regulador de caudal 3 vías |
| Divisor de caudal |

## Cuadro 17 (continuación)

### VALVULAS ANTIRRETORNO

Válvula antirretorno no tarada

Tarada

Válvula antirretorno de mando a distancia

Drenaje interno — B, Z, A

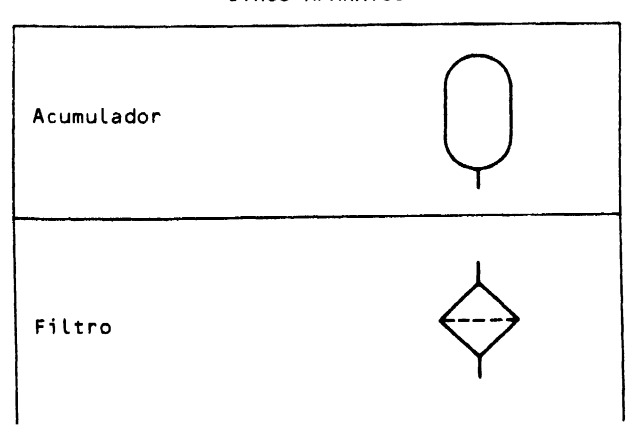
Drenaje externo — B, L, Z, A

Válvula de antirretorno doble pilotada

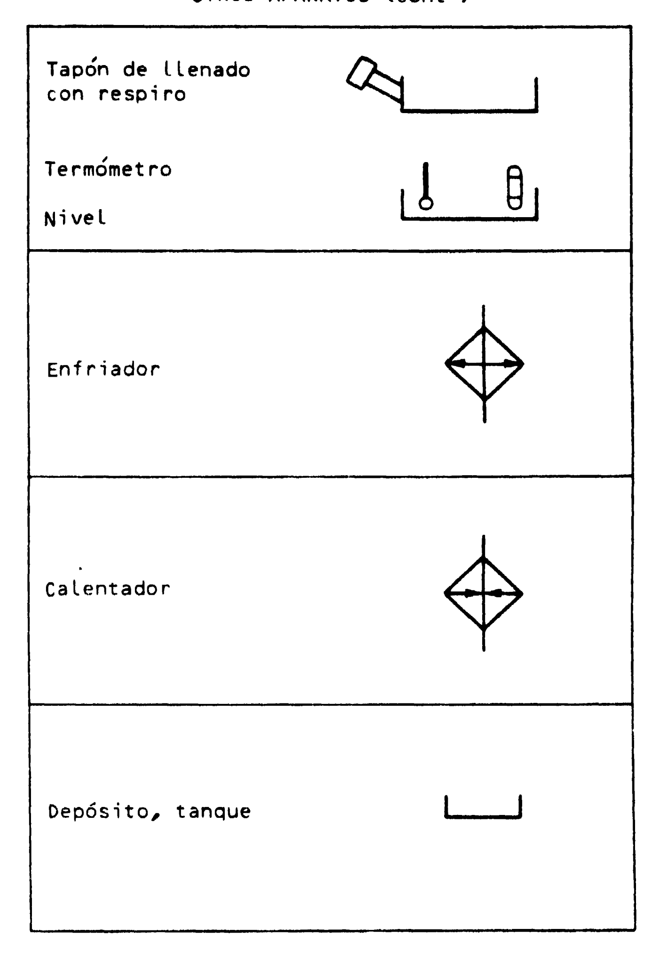
Detallado — A, B

Simplificado — A, B

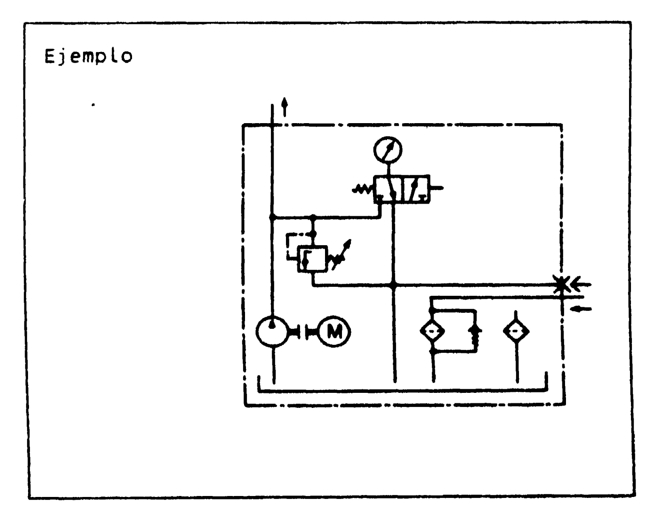
### OTROS APARATOS




### OTROS APARATOS (cont')




### GRUPO GENERADOR DE PRESION



- En los esquemas deben figurar las siguientes características de los diferentes aparatos:

(i) dimensiones de los cilindros (diámetro y carrera);
(ii) presión de tarado de las válvulas que tengan que ser reguladas;
(iii) tiempo en segundos, de espera de los temporizadores;
(iv) diámetro exterior y espesor de pared de los tubos.

- También deberá indicarse el sentido del flujo del aceite dentro de los tubos. Para ello se dibujará una flecha en la línea cada vez que ésta cambie de dirección en el propio esquema, así como cada vez que se encuentren líneas o a la entrada y salida de los elementos hidráulicos. Cuando el flujo sea reversible se indicará con dos flechas opuestas.

- No es necesario, aunque sí conveniente, indicar en las bombas y motores de caudal fijo, el número de litros con que trabajan.

- Es importante indicar el sentido de giro de las bombas.

- Cuanto más datos aparezcan en el esquema, menos preguntas serán necesarias.

## 20.8 Circuito Hidráulico

Una vez que conocemos los componentes hidráulicos, sus símbolos y las reglas para dibujar un circuito hidráulico, debemos añadir que existen dos tipos de circuito, uno es abierto y el otro cerrado. Los aplicaciones de cada uno de ellos son innumerables, como lo son las posibles combinaciones de los componentes en cada tipo de circuito, sin embargo, uno y otro tienen sus aplicaciones específicas.

Con el objeto de que quede claro el concepto de circuito abierto y circuito cerrado, damos, a continuación un ejemplo de cada uno de ellos.

### Circuito abierto

En este circuito la bomba, de cualquier tipo que ésta sea, aspira aceite del tanque y lo impulsa hacia el distribuidor de mando. A partir de este punto puede ser dirigido bien al motor (o cilindro), o bien de regreso al tanque. Cuando el aceite es dirigido al motor (o cilindro), una vez efectuado su trabajo, el aceite vuelve al tanque.

Este circuito se llama abierto porque la línea de retorno no se une con la de aspiración, sino que existe un tanque intercalado que rompe (abre) el circuito (ver Figura 103a).

En este tipo de circuito se pueden emplear tanto bombas de caudal fijo como bombas de caudal variable.

### Circuito cerrado

El circuito cerrado ideal es aquel en el que la bomba impulsa el aceite hacia el motor y una vez efectuado su trabajo retorna a la bomba para ser impulsado de nuevo (ver Figura 103b).

En la práctica no es tan simple porque existen pérdidas de aceite por el drenaje de la bomba y del motor que deben ser repuestos constantemente.

La reposición se realiza por medio de una bomba auxiliar que introduce aceite en el circuito, (en el lado de la baja presión), tomándolo de un tanque de compensación al que se vierten los drenajes (ver Figura 103c).

# 21. ELECCION DEL EQUIPO

A la hora de comprar la maquinaria de pesca para un barco, que alcanza también a la de maniobra como son el timón y el molinete, deberemos conjugar una serie de elementos que será necesario tener en cuenta. Son los siguientes:

- tamaño y tipo de barco en el que va a ser instalado el equipo,
- modalidad de pesca que va a realizar,
- complejidad del sistema de acuerdo con el país,
- precio,
- plazo de entrega,
- experiencia del fabricante,
- marca de los componentes hidráulicos,
- disponibilidad de piezas de repuesto y ayuda técnica.

Todos estos elementos mezclados dan una complejidad de conjunto que requiere un detallado estudio del tema en cada caso.

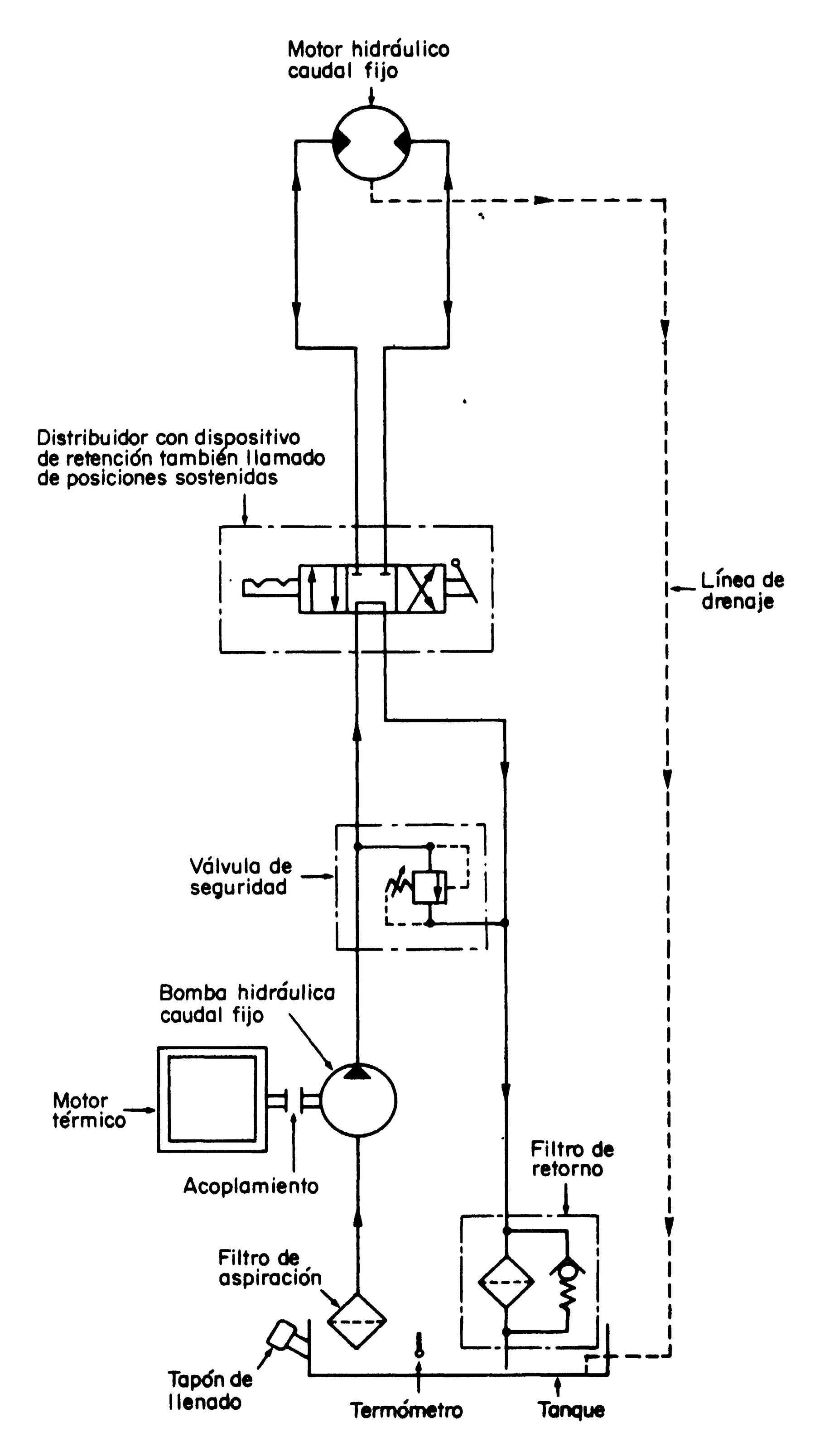



Figura 103a Circuito abierto

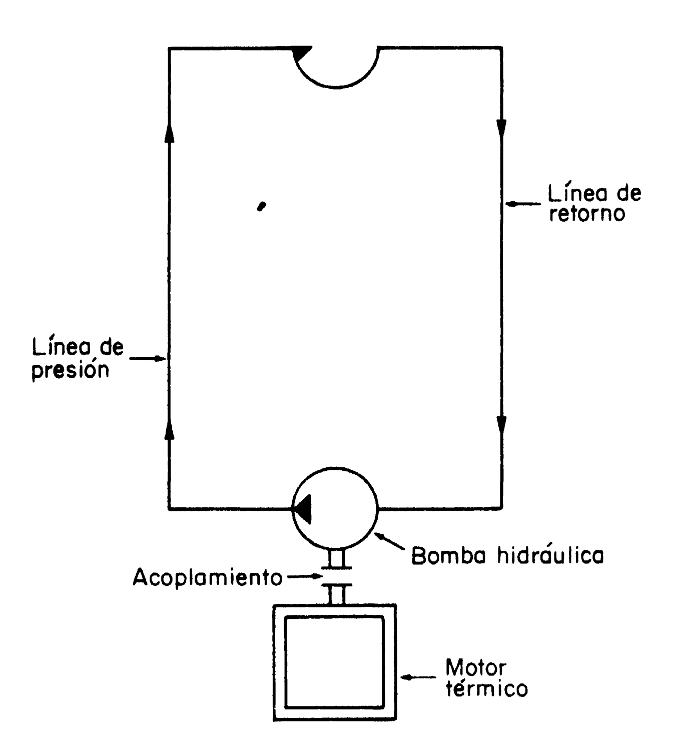



Figura 103b Circuito cerrado ideal

Analicemos cada caso por separado para dar una idea final de conjunto.

21.1 <u>Tamaño y Tipo de Barco en el Que Va a Ser Instalado el Equipo</u>

Las dimensiones y el tipo de barco definen el tamaño del equipo a utilizar.

21.2 <u>Modalidad de Pesca Que Va a Realizar</u>

La modalidad de pesca define el tipo de máquinas y sistema de trabajo a utilizar en cada barco.

21.3 <u>Complejidad del Sistema de Acuerdo con el País</u>

La complejidad del sistema está siempre de acuerdo con el país en el cual el barco establecerá su base.

En otras palabras, cuanto más complejo sea, será más automático y por tanto más complicado y más sujeto a averías. Para países de tecnología avanzada el sistema deberá ser más complejo, más automático y por lo tanto utilizará menos mano de obra, ya que ésta es cara.

Para países de tecnología menos avanzada utilizaremos un sistema menos complejo, menos automático y de fácil reparación.

21.4 <u>Precio</u>

Complejo problema, que en el caso de la construcción de un barco de pesca depende del tipo de contrato que el armador haya realizado con el astillero.

La compra del equipo puede estar, dependiendo del tipo de contrato, dependiente de la selección del armador o bien del astillero.

Si es por cuenta del armador deberá atenerse a los puntos que estamos aclarando en este documento.

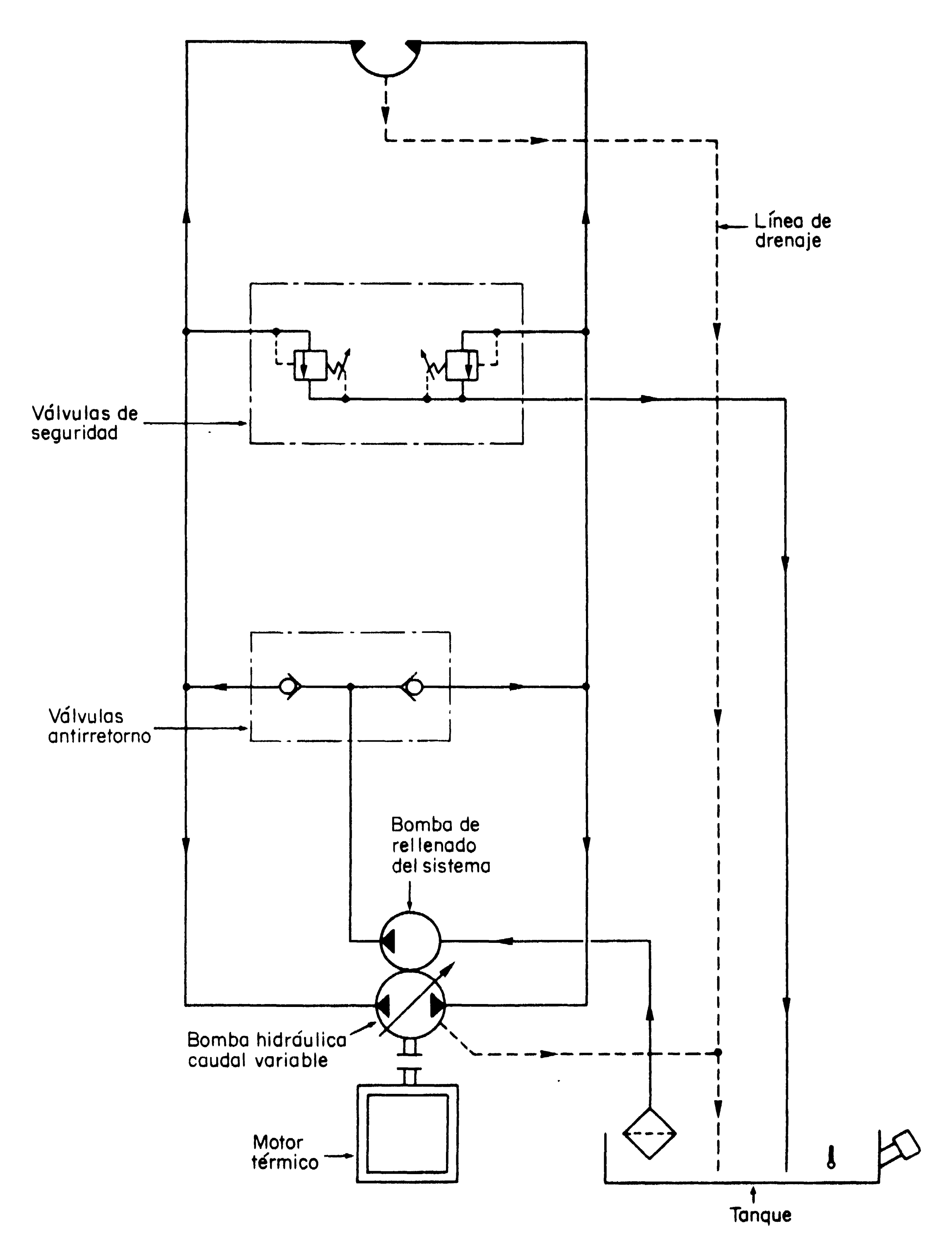



Figura 103c  Circuito cerrado

Si es por cuenta del astillero no tenga duda que será comprado el más barato del mercado (dentro de un orden) o el que más comisión ofrezca. A no ser que ya esté estipulada la marca en el contrato, y aún así habría mucho que decir.

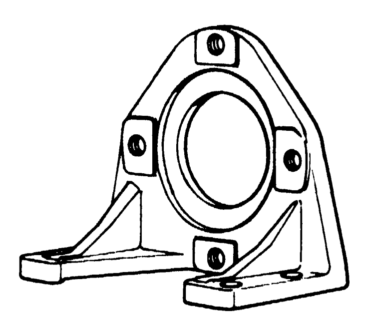
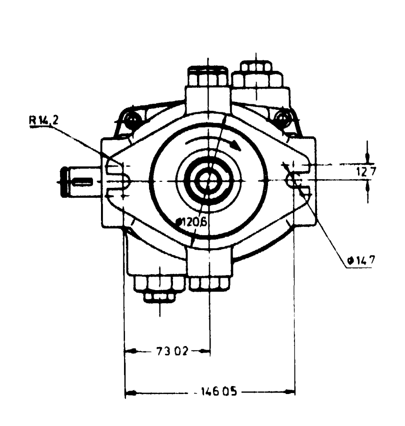
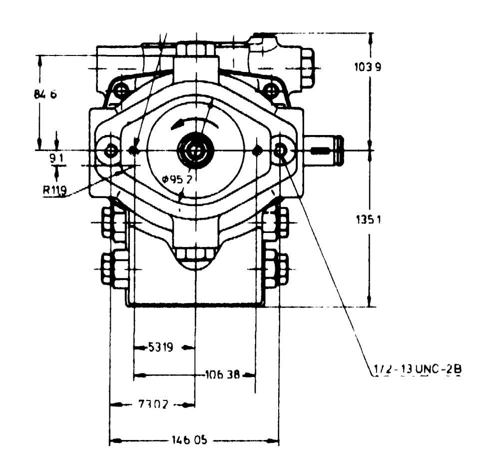


Figura 104 Silleta o soporte para bomba










ROTACION A IZQUIERDAS

Figura 105 Sentido de giro de una bomba

De todas maneras hay que aclarar un punto muy importante: la maquinaria más barata al final resulta, a veces, la más cara. En una palabra, el precio no es determinante, sino el conjunto de elementos de juicio sometidos a análisis.

21.5 Plazo de Entrega

El plazo de entrega es uno más de los puntos importantes que hay que tener en cuenta.

Se puede dar la paradoja de que comprando el equipo más caro, entregado al cabo de tres meses, permita que el barco comience a pescar tres meses antes del caso en que se comprase un equipo más barato que fuera entregado tres meses después. Suele ocurrir que la pesca de esos tres meses de ventaja paga con creces la diferencia de precio.

21.6 Experencia del Fabricante

Este es uno de los puntos más complejos del conjunto. Encontrará el comprador el fabricante de "toda la vida" que nunca fue el mejor (pero funciona) y tampoco acompañó la evolución de la técnica. Suele ser fuerte y barato pero nunca "lo mejor".

Encontrará también el "super" con las últimas técnicas, los precios más caros y buenos plazos de entrega. No suele fallar.

Encontrará el "nuevo", ingeniero normalmente escindido de la competencia y recientemente instalado por su cuenta. Con ganas de mostrar su valía, buenos precios y buenos plazos de entrega. A tener en cuenta.

Y, encontrará finalmente el chapucero, el más barato, que se lo venderá más barato, pero se lo entregará tarde, mal y nunca y tendrá que gastar una fortuna en ponerlo a funcionar. ¡Huya de él!

21.7 Marca de los Componentes Hidráulicos

La parte mecánica de las máquinas es importante y tiene importantes implicaciones en el resultado final del sistema. Sólo se necesita experiencia en el tipo de pesca a realizar y experiencia en la construcción de máquinas.

Decimos sólo, que no es poco. Pero esa persona, equipo de personas o empresa están al alcance de la mano, a la vista. Sin embargo, el equipo hidráulico es fabricado por una empresa que raramente tiene conexiones con el armador. En este caso, de no tener un criterio muy definido, es mejor dejar que el fabricante de la maquinaria elija el equipo hidráulico puesto que hará todos los posibles para que el equipo elegido, además de ser funcional, nunca lo deje "quedar mal".

21.8 Disponibilidad de Piezas de Repuesto y Ayuda Técnica

Si el armador compra un equipo que por ser extranjero, mejor o más barato se encuentra en el caso de que cuando tenga una avería (que siempre existe), tenga que parar el barco durante días, semanas o meses, puede decir que ha hecho un mal negocio.

Todo equipo comprado debe tener repuestos y ayuda técnica a no más de 12 horas de distancia.

Vale recalcar que las averías en el equipo hidráulico o se dan en las pruebas o en caso contrario suelen suceder cinco años después. Las averías en la parte mecánica ya son más comunes pero si la máquina está bien diseñada suele morir con el barco. Una vez más, no ahorre dinero con la maquinaria de pesca pero exija servicio inmediato.

## QUINTA PARTE - INSTALACION, MANTENIMIENTO, PREPARACION

22. INSTALACION

La instalación de un equipo hidráulico a bordo de un barco de pesca exije la coordinación de una serie de detalles que deben ser tenidos en cuenta, como son:

- potencia disponible o necesaria,
- presión de trabajo,
- tipo de aceite hidráulico,
- espacio disponible a bordo,
- automatización necesaria.

y aun otros de menor importancia. Sin embargo vamos a comentar brevemente los enlistados.

Potencia disponible o necesaria

Dependiendo del tipo de pesca a realizar se elegirá un motor propulsor de acuerdo con el barco. Si se pretende que el sistema hidráulico sea accionado por éste, como es normal en los barcos de pesca pequeños, sólo en los arrastreros habrá que tener en cuenta la potencia disponible y calcularla de acuerdo con la demanda de la maquinaria de cubierta. En la modalidad de pesca de cerco, como el barco está parado, se puede aprovechar prácticamente el total de la potencia del motor. En las otras modalidades la potencia requerida para las máquinas de pesca es mínima y por tanto no tiene mucha importancia la potencia absorbida.

Presión de trabajo

La presión de trabajo será determinante en el momento de elegir la calidad de tubos y racores que se van a instalar en el circuito y vendrá determinada por el tipo de motores, bombas y demás componentes del sistema que hayan sido seleccionados, como ya hemos visto en los ejemplos de cálculo de la maquinaria.

El tipo de aceite hidráulico

El aceite será elegido de acuerdo con las condiciones climáticas en que va a trabajar el barco puesto que pueden ser extremas ya sean tropicales o árticas. Se deberá elegir un aceite con elevado índice de viscosidad para que las variaciones de viscosidad, al variar la temperatura del aceite, sean mínimas.

La viscosidad será casi siempre de 3 a 5° Engler a 50°C. Pero de todos modos conviene cerciorarse en cada caso de las indicaciones del fabricante de los componentes hidráulicos (ver Cuadro 8 de aceites hidráulicos recomendados).

Espacio disponible a bordo

El espacio disponible tiene dos implicaciones muy importantes. Una es el espacio disponible en la cubierta para la instalación de las máquinas adecuadas. Si el barco es nuevo se coordina todo en el momento de diseño pero si es un caso de reforma por cambio de modalidad de pesca, suele crear problemas de espacio. Habrá que tener en cuenta que, además del espacio para colocar las máquinas, tengamos también sitio para permitir la maniobra de pesca. La cual se deberá realizar de la manera más cómoda posible, tanto en lo que respecta a la postura del pescador durante la maniobra como en relación con el esfuerzo físico que tenga realizar.

La otra implicación se refiere al espacio disponible en la sala de máquinas. Sobre todo al existente entre el motor y el mamparo de proa donde deben caber, embrague y bomba y a veces caja multiplicadora o una transmisión para varias bombas.

Automatización necesaria

Será siempre en función del servicio de reparación y mantenimiento de que se pueda disponer en puerto. El criterio es que cuanto más automático es el sistema necesita menos personal para manipularlo pero también tiene más probabilidades de avería.

## 23. MONTAJE

Antes de comenzar el montaje es necesario verificar que el material que tenemos está de acuerdo con el plano de la instalación y con su lista de materiales. Al mismo tiempo tendremos en cuenta la disponibilidad de todas las tuberías y racores necesarios para efectuar el montaje.

También se habrá tenido en cuenta la disponibilidad de tomas de fuerza para todas las bombas hidráulicas que vamos a instalar a bordo, pues en algunos casos podemos encontrarnos con varios circuitos hidráulicos independientes y necesitaremos tomas de fuerza también independientes.

### 23.1 Montaje de las Bombas

Se tratará siempre de montar las bombas frontalmente al eje motor por medio de un acoplamiento elástico o de un embrague cuando éste sea necesario.

La bomba irá apoyada en un soporte o silleta sujeta por pernos (Figura 104). La silleta se sujeta también por pernos a la estructura del barco que deberá ser absolutamente rígida.

Las bombas no admiten cargas radiales sobre su eje. En otras palabras no admiten transmisiones por correas y poleas. En caso de necesidad de utilizar ese tipo de transmisión, se utilizarán ejes apoyados en rodamientos que anulen las cargas radiales.

A la hora de instalar una bomba es de suma importancia conocer su sentido de rotación. La manera de definirlo es mirando a la bomba de frente por el lado del eje. La bomba trae siempre una flecha grabada o pintada en la carcasa (Figura 105).

Si la bomba no se instala con el sentido de giro correcto no funcionará.

En las bombas de paletas y engranajes es relativamente sencillo cambiar el sentido de giro pero no lo intente si no está presente un técnico de la Casa que le ha suministrado el material.

La bomba tiene un orificio de aspiración, uno de presión y algunas veces uno de drenaje. El de mayor diámetro es el de aspiración, después le sigue en tamaño el de presión y el más pequeño es el de drenaje.

La línea de aspiración viene directamente del tanque y debe preverse una válvula de paso para poder aislar el tanque en caso de avería de la bomba. Se recomienda que en las tuberías que llegan y salen de la bomba existan tramos flexibles para absorver las vibraciones.

Se deberá tener un cuidado especial en la hermeticidad de la tubería de aspiración. El menor orificio permitirá la entrada de aire, aunque no la salida de aceite, en ese caso la bomba no funcionará.

## 23.2 Transmisión por Correa V

### General

El sistema de transmisión por correa V ha sido desarrollado para proveer una alternativa al sistema de correa plana y puede ser utilizado ventajosamente en los siguientes tipos de instalación:

- donde la distancia entre los centros de las poleas es más corta que la posible con transmisiones de polea plana;

- donde se requiere una mayor proporción de reducción entre el motor y el halador. Esto es posible en los casos en que haya bastante distancia entre los centros. Si existe una diferencia muy grande en los tamaños de poleas en una correa corta, la correa no agarrará la polea pequeña con bastante firmeza, ya que la superficie de contacto de la correa con la polea no es suficiente.

- donde se requiera mayor potencia y pueda ser transmitida, mediante la utilización de juegos parejos de correas múltiples.

Las correas en V son más tolerantes a la mala alineación, aunque esto puede causar excesivo desgaste.

### Desventajas

- Las correas V son más difíciles de reponer si la polea está colocada entre componentes que deban ser desmontados antes de que la correa pueda ser sacada del eje. Esta puede ser una operación larga, que puede resultar en la pérdida de los aparejos de pesca o de la captura, si se produce una rotura mientras se está cobrando.

- Las correas en un sistema múltiple de transmisión, deben ser repuestas en juegos completos si una de ellas se rompe o daña, lo que puede resultar costoso.

### Instalación de correas V

Una alineación correcta es muy importante en el caso de las correas V. Los ejes deben estar paralelos y las poleas en alineación correcta, pues de otro modo, los bordes de la correa se gastarán rápidamente. Se deberá tener en cuenta el ajuste para evitar que la correa resbale y se recaliente. Una polea tensora es el método usual para el ajuste de la correa en una instalación de halador pero las correas V no pueden ser ajustadas a un embrague de polea tensora. Algún otro mecanismo de embrague deberá ser adaptado, ya sea al motor o al halador. Todas las correas y poleas deberán ser protegidas con carcasas de chapa. Es aconsejable la selección cuidadosa de las poleas con correa V, número de correas V en la transmisión y la sección de correas a ser utilizadas para asegurarse de que la fuerza y velocidades disponibles pueden ser transmitidas sin que se produzca el resbalamiento de la correa. La Figura 106 muestra un montaje típico de transmisión, pero sin polea tensora de ajuste.

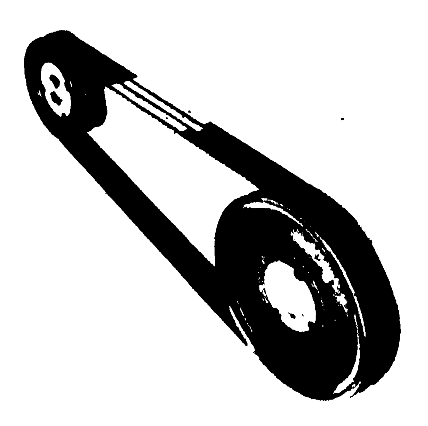


Figura 106 Transmisión por correa en V, típica (Ref. 22)

Correas V

Las correas V son fabricadas en diversos tamaños y anchuras y numeradas de acuerdo con la sección transversal de la correa, como se puede apreciar en la Figura 107.

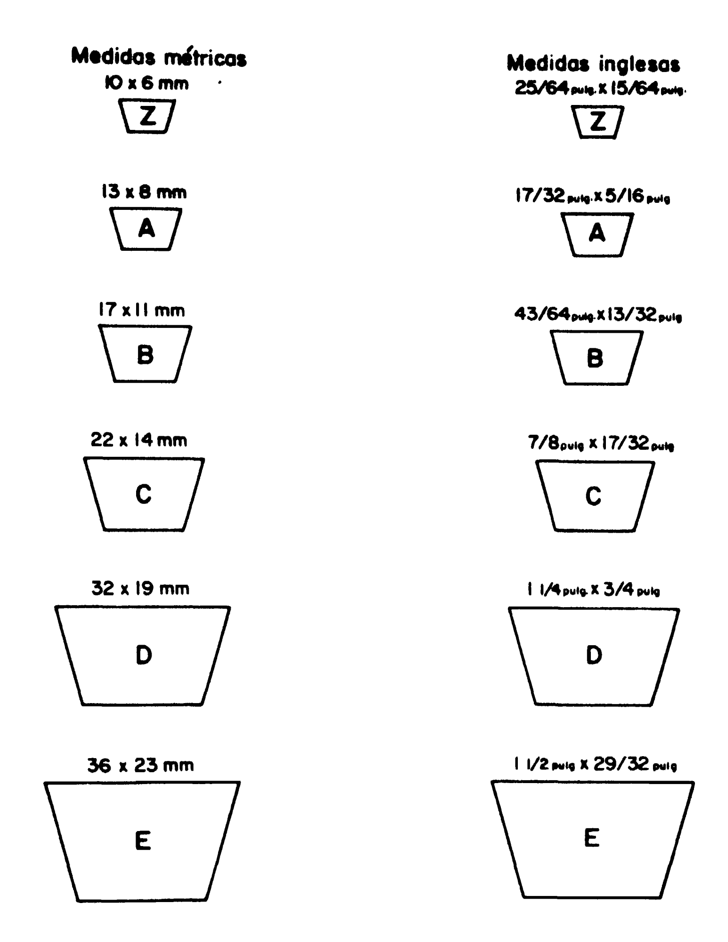



Figura 107 Sección transversal de las correas en V (Ref. 22)

Recientemente se han introducido algunos cambios en la medida de las correas V. Las medidas inglesas en pulgadas no se fabrican ya; todas las nuevas clasificaciones se hacen siguiendo el sistema métrico decimal. Como aún quedan muchas medidas inglesas en existencia en muchas partes del mundo, se han incluido como referencia.

Las correas son medidas por el largo interior y usualmente tienen el tamaño de la sección transversal y la longitud, estampados o impresos en las mismas; por ejemplo:

A 3 490 (milímetros) o A 136 (pulgadas)

El ejemplo anterior muestra que la correa tiene una sección transversal A y que es de 3 490 mm de largo (136 pulgadas), cuando se mide por el interior.

El método para calcular la longitud de un correa V es el siguiente:

(a) tome un tramo de alambre dulce o cordel (que no estire);

(b) páselo por las poleas (por dentro de los surcos) y marque el alambre o cordel como se muestra en la Figura 108;

(c) mida la longitud total del alambre o cordel hasta la marca.

Nota: Las poleas de ajuste o pernos de ranura de ajuste, deberán ser aflojados de modo que sea medida la longitud de la correa MAS CORTA.

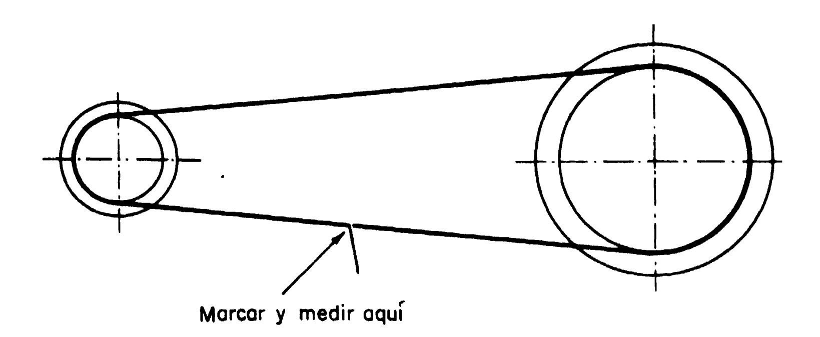



Figura 108 Medición de las correas en V (Ref. 22)

Longitudes estándares de las correas V

Cuando se planea el trazado de una instalación, es posible, teniendo presentes los diversos tamaños estándares de las correas V, colocar los componentes de acuerdo con el largo estándar de estas correas. Esto mejora mucho la posibilidad de obtener repuestos en el futuro. En el Cuadro 18 se da una lista de los diversos tamaños estándares de las correas V.

Correas V articuladas (correas de eslabones)

Existen algunas marcas de correas V en el mercado que son hechas de una serie de eslabones y pasadores que se engarzan con lo que se obtiene una correa prácticamente de cualquier longitud.

La ventaja de este sistema es que la longitud de la correa puede ser ajustada para llenar diversas necesidades. Adicionalmente, puede ser separada o pasada a través o sobre la polea de un eje y empatada de nuevo sin necesidad de desmontar los componentes. En la práctica se ha comprobado que estas correas tienden a estirarse más que los tipos convencionales de correas V, y que por lo tanto, tienden a resbalar más.

Estas correas sólo se deben utilizar para casos de emergencia.

Ver Figura 109.

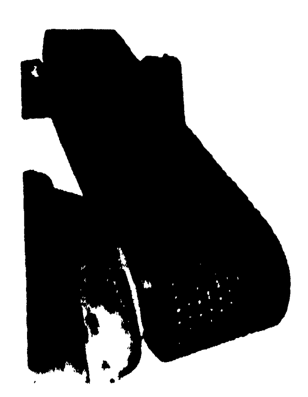


Figura 109 Correas articuladas en V (Ref. 22)

Transmisiones por correa dentada

Un concepto más reciente en la impulsión de maquinaria es el diseño de transmisión por correa dentada, que utiliza una correa plana tipo-goma, con la parte interior provista de "dientes" planos, cuadrados o muescas. Las poleas sobre las que se desliza esta correa, tienen también muescas a las que se ajusta. Es muy eficiente, parecida a la transmisión de cadena, pero siendo ligeramente elástica es muy suave y silenciosa, no requiriendo lubrificación. Otra característica ventajosa es que una vez que la correa ha sido ajustada en la instalación, no requiere más ajuste. Transmisiones

## Cuadro 18

## Tamaños de correas en V (Ref. 22)

| Z 10 × 6mm | | | Z 10 × 6mm | | | A 13 × 8mm | | | A 13 × 8mm | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| CODIGO DEL CATALOGO | DESIGNACION DE LA CORREA Métrico | Pulgs. | CODIGO DEL CATALOGO | DESIGNACION DE LA CORREA Métrico | Pulgs. | CODIGO DEL CATALOGO | DESIGNACION DE LA CORREA Métrico | Pulgs. | CODIGO DEL CATALOGO | DESIGNACION DE LA CORREA Métrico | Pulgs |
| 240Z0037 | Z370 | — | 0120 | Z1205 | — | 240A0054 | A540 | A20 | 0169 | A1690 | A65 |
| 0039 | Z395 | — | 0127 | Z1270 | — | 0057 | A570 | A21 | 0171 | A1710 | A66 |
| 0041 | **Z410** | — | 0133 | Z1330 | — | 0059 | A590 | A22 | 0174 | A1740 | A67 |
| 0042 | Z420 | — | 0138 | Z1380 | — | 0062 | A620 | A23 | 0175 | **A1750** | — |
| 0044 | Z445 | — | 0142 | Z1420 | — | 0063 | **A630** | — | 0176 | A1760 | A68 |
| 0047 | Z470 | — | 0154 | Z1540 | — | 0064 | A640 | A24 | 0181 | A1810 | A70 |
| 0048 | **Z480** | — | 0175 | Z1750 | — | 0067 | A670 | A25 | 0184 | A1840 | A71 |
| 0049 | Z495 | — | | | | 0070 | **A700** | A26 | 0186 | A1860 | A72 |
| 0051 | Z510 | — | | | | 0072 | A720 | A27 | 0189 | A1890 | A73 |
| 0052 | Z520 | — | | | | 0074 | A740 | A28 | 0192 | A1920 | A74 |
| 0053 | **Z530** | — | | | | 0077 | A770 | A29 | 0194 | **A1940** | A75 |
| 0054 | Z545 | — | | | | 0079 | **A790** | A30 | 0196 | A1960 | A76 |
| 0056 | Z560 | — | | | | 0082 | A820 | A31 | 0202 | A2020 | A78 |
| 0057 | Z570 | — | | | | 0085 | A850 | A32 | 0205 | **A2050** | A79 |
| 0060 | Z600 | — | | | | 0087 | A870 | A33 | 0207 | A2070 | A80 |
| 0061 | Z610 | — | | | | 0089 | **A890** | A34 | 0209 | A2090 | A81 |
| 0062 | Z620 | — | | | | 0092 | A920 | A35 | 0212 | A2120 | A82 |
| 0063 | **Z630** | — | | | | 0095 | A950 | A36 | 0217 | A2170 | A84 |
| 0065 | Z650 | — | | | | 0097 | A970 | A37 | 0220 | **A2200** | A85 |
| 0066 | Z660 | — | | | | 0099 | **A990** | A38 | 0224 | A2240 | A87 |
| 0070 | **Z700** | — | | | | 0102 | A1020 | A39 | 0227 | A2270 | A88 |
| 0072 | Z725 | — | | | | 0105 | A1050 | A40 | 0230 | **A2300** | A89 |
| 0075 | Z750 | — | | | | 0107 | A1070 | A41 | 0232 | A2320 | A90 |
| 0078 | **Z780** | — | | | | 0110 | **A1100** | A42 | 0240 | A2400 | A93 |
| 0080 | Z800 | — | | | | 0113 | A1130 | A43 | 0248 | **A2480** | A96 |
| 0082 | Z820 | — | | | | 0115 | A1150 | A44 | 0250 | A2500 | A97 |
| 0084 | Z840 | — | | | | 0118 | A1180 | A45 | 0257 | **A2570** | A100 |
| 0085 | Z850 | — | | | | 0120 | A1200 | A46 | 0270 | **A2700** | A105 |
| 0086 | Z860 | — | | | | 0123 | A1230 | A47 | 0288 | A2880 | A112 |
| 0087 | Z875 | — | | | | 0125 | **A1250** | A48 | 0291 | **A2910** | A113 |
| 0089 | Z890 | — | | | | 0128 | A1280 | A49 | 0308 | **A3080** | A120 |
| 0090 | Z900 | — | | | | 0130 | A1300 | A50 | 0319 | A3190 | A124 |
| 0092 | **Z920** | — | | | | 0133 | A1330 | A51 | 0329 | **A3290** | A128 |
| 0093 | Z930 | — | | | | 0136 | A1360 | A52 | 0349 | A3490 | A136 |
| 0094 | Z940 | — | | | | 0138 | A1380 | A53 | 0354 | **A3540** | A138 |
| 0095 | Z950 | — | | | | 0141 | A1410 | A54 | 0369 | A3690 | A144 |
| 0096 | Z965 | — | | | | 0143 | **A1430** | A55 | | | |
| 0098 | Z980 | — | | | | 0146 | A1460 | A56 | | | |
| 0099 | Z990 | — | | | | 0148 | A1480 | A57 | | | |
| 0101 | Z1015 | — | | | | 0151 | A1510 | A58 | | | |
| 0103 | Z1035 | — | | | | 0153 | A1530 | A59 | | | |
| 0105 | Z1055 | — | | | | 0155 | **A1560** | A60 | | | |
| 0108 | **Z1080** | — | | | | 0158 | A1580 | A61 | | | |
| 0110 | Z1105 | — | | | | 0161 | A1610 | A62 | | | |
| 0113 | Z1130 | — | | | | 0164 | **A1640** | A63 | | | |
| 0115 | Z1155 | — | | | | 0166 | A1660 | A64 | | | |

**MASA POR LARGO DE UNIDAD**

Z = 0 051 kg/m
A = 0 096 kg/m
B = 0 158 kg/m
C = 0 326 kg/m
D = 0 585 kg/m

| B 17 × 11mm | | | B 17 × 11mm | | | C 22 × 14mm | | | D 32 × 19mm | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| CODIGO DEL CATALOGO | DESIGNACION DE LA CORREA Metrico | Pulgs. | CODIGO DEL CATALOGO | DESIGNACION DE LA CORREA Metrico | Pulgs | CODIGO DEL CATALOGO | DESIGNACION DE LA CORREA Metrico | Pulgs. | CODIGO DEL CATALOGO | DESIGNACION DE LA CORREA Metrico | Pulgs. |
| 240B0070 | B700 | B26 | 240B0218 | **B2180** | B84 | 240C0170 | C1070 | C40 | 240D0274 | **D2740** | D105 |
| 0075 | B750 | B28 | 0220 | B2200 | B85 | 0117 | C1170 | C44 | 0313 | **D3130** | D120 |
| 0080 | B800 | B30 | 0225 | B2250 | B87 | 0130 | C1300 | C49 | 0333 | **D3330** | D128 |
| 0083 | B830 | B31 | 0230 | **B2300** | B89 | 0135 | C1350 | C51 | 0373 | **D3730** | D144 |
| 0088 | B880 | B33 | 0233 | B2330 | B90 | 0145 | C1450 | C55 | 0408 | **D4080** | D158 |
| 0091 | B910 | B34 | 0240 | B2400 | B93 | 0156 | **C1560** | C59 | 0419 | D4190 | D162 |
| 0093 | **B930** | B35 | 0245 | B2450 | B95 | 0158 | C1580 | C60 | 0447 | D4470 | D173 |
| 0096 | B960 | B36 | 0248 | B2480 | B96 | 0165 | C1650 | C63 | 0462 | **D4620** | D179 |
| 0098 | B980 | B37 | 0250 | **B2500** | B97 | 0170 | C1700 | C65 | 0465 | D4650 | D180 |
| 0100 | **B1000** | B38 | 0258 | B2580 | B100 | 0176 | **C1760** | C67 | 0503 | D5030 | D195 |
| 0106 | B1060 | B40 | 0270 | **B2700** | B105 | 0178 | C1780 | C68 | 0540 | **D5400** | D210 |
| 0108 | B1080 | B41 | 0279 | B2790 | B108 | 0186 | C1860 | C71 | 0587 | D5870 | D228 |
| 0110 | **B1100** | B42 | 0284 | B2840 | B110 | 0195 | **C1950** | C75 | 0610 | **D6100** | D237 |
| 0113 | B1130 | B43 | 0287 | **B2870** | B111 | 0209 | **C2090** | C80 | 0612 | D6120 | D238 |
| 0116 | B1160 | B44 | 0289 | B2890 | B112 | 0211 | C2110 | C81 | 0684 | **D6840** | D266 |
| 0118 | B1180 | B45 | 0309 | **B3080** | B120 | 0219 | **C2190** | C84 | 0689 | D6890 | D268 |
| 0121 | **B1210** | B46 | 0320 | **B3200** | B124 | 0220 | C2200 | C85 | 0694 | D6940 | D270 |
| 0126 | B1260 | B48 | 0329 | B3290 | B128 | 0234 | **C2340** | C90 | 0762 | **D7620** | D297 |
| 0131 | B1310 | B50 | 0340 | B3400 | B132 | 0242 | C2420 | C93 | 0765 | D7650 | D298 |
| 0134 | B1340 | B51 | 0350 | **B3500** | B136 | 0249 | **C2490** | C96 | 0841 | **D8410** | D328 |
| 0137 | **B1370** | B52 | 0360 | B3600 | B140 | 0260 | C2600 | C100 | 0914 | **D9140** | D357 |
| 0139 | B1390 | B53 | 0370 | **B3700** | B144 | 0272 | **C2720** | C105 | 0917 | D9170 | D358 |
| 0141 | B1410 | B54 | 0406 | **B4060** | B158 | 0280 | C2800 | C108 | 1070 | **D10700** | D418 |
| 0144 | **B1440** | B55 | 0416 | B4160 | B162 | 0288 | **C2880** | C111 | 1220 | **D12200** | D478 |
| 0146 | B1460 | B56 | 0443 | **B4430** | B173 | 0290 | C2900 | C112 | 1370 | **D13700** | D538 |
| 0149 | B1490 | B57 | 0461 | **B4610** | B180 | 0308 | **C3080** | C119 | 1520 | **D15200** | D598 |
| 0151 | B1510 | B58 | 0500 | **B5000** | B195 | 0310 | C3100 | C120 | | | |
| 0154 | B1540 | B59 | 0537 | **B5370** | B210 | 0321 | C3210 | C124 | | | |
| 0156 | **B1560** | B60 | 0607 | **B6070** | B238 | 0331 | **C3310** | C128 | | | |
| 0162 | B1620 | B62 | | | | 0352 | **C3520** | C136 | | | |
| 0167 | B1670 | B64 | | | | 0371 | **C3710** | C144 | | | |
| 0169 | **B1690** | B65 | | | | 0406 | **C4060** | C158 | | | |
| 0172 | B1720 | B66 | | | | 0417 | C4170 | C162 | | | |
| 0176 | **B1760** | B68 | | | | 0445 | **C4450** | C173 | | | |
| 0180 | B1800 | B69 | | | | 0460 | **C4600** | C179 | | | |
| 0182 | B1820 | B70 | | | | 0463 | C4630 | C180 | | | |
| 0185 | B1850 | B71 | | | | 0501 | **C5010** | C196 | | | |
| 0187 | B1870 | B72 | | | | 0524 | C5240 | C204 | | | |
| 0190 | B1900 | B73 | | | | 0538 | **C5380** | C210 | | | |
| 0192 | B1920 | B74 | | | | 0610 | **C6100** | C238 | | | |
| 0195 | **B1950** | B75 | | | | 0686 | **C6860** | C268 | | | |
| 0197 | B1970 | B76 | | | | 0760 | **C7600** | C297 | | | |
| 0202 | B2020 | B78 | | | | 0762 | C7620 | C298 | | | |
| 0205 | B2050 | B79 | | | | 0839 | C8390 | C328 | | | |
| 0207 | **B2070** | B80 | | | | 0910 | **C9100** | C356 | | | |
| 0210 | B2100 | B81 | | | | 0915 | C9150 | C358 | | | |
| 0213 | B2130 | B82 | | | | 1067 | C10670 | C418 | | | |
| 0216 | B2150 | B83 | | | | 1070 | **C10700** | C419 | | | |

*Las especificaciones métricas de las correas indican longitudes del paso en milímetros. Las especificaciones de las correas que se indican en caracteres gruesos identifican tamaños estandares en BS-1440*

de hasta 100 CV de fuerza son perfectamente factibles usando la correa dentada correcta, dependiendo su utilización, más que nada, de la velocidad del eje de la maquinaria de que se trate. Véase Figura 110.

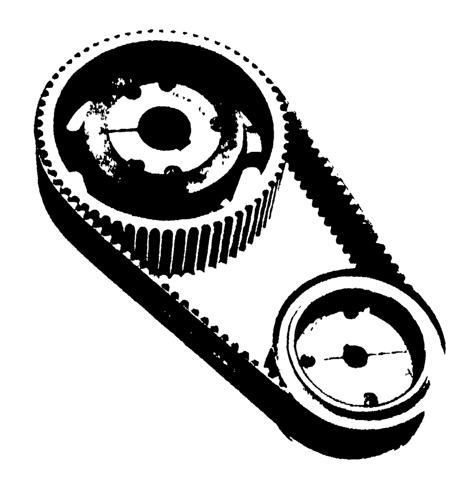


Figura 110 Transmisión por correa dentada (Ref. 22)

23.3 Montaje de las Mangueras Flexibles

Como ya hemos anotado anteriormente, las mangueras flexibles pueden llevar racores reutilizables o racores prensados.

Para montar los racores prensados se necesita una prensa especial con juegos de mordazas adecuados a cada racor. Esta prensa no es manejable y se instala en un taller.

Sin embargo los racores reutilizables se pueden instalar a bordo con toda facilidad.

No obstante conviene indicar que para medidas de manguera superiores a una pulgada de diámetro y de más de dos trenzas de acero no se deberá usar el racor reutilizable sino obligatoriamente el prensado. Por dos motivos, el primero por la dificultad de instalarlos y segundo porque con presiones de trabajo ligeramente altas se desmontan solos.

El montaje de los racores reutilizables se muestra en el Cuadro 19. La manera de medir correctamente un latiguillo se ve en la Figura 111. La instalación correcta de los latiguillos aparece en el Cuadro 20.

Las uniones por medio de latiguillos deben también obedecer a ciertas reglas establecidas que se resumen en el Cuadro 20.

23.4 Montaje de las Tuberías Rígidas

Los tubos rígidos se unen por medio de racores con anillos incrustantes, por medio de bridas o bien por racores especiales para soldar.

Las curvas pueden ser efectuadas por medio de racores en codo o bien curvando los tubos con una curvadora hidráulica.

Los tubos se montarán de manera que se puedan desmontar con toda facilidad en tramos manejables.

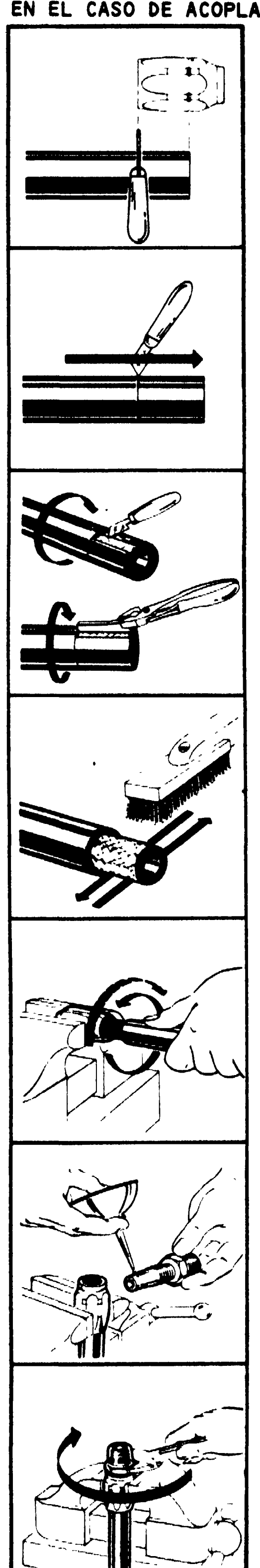
Una vez cortado cada tramo de tubo será perfectamente desbarbado, se colocarán los racores de cada extremo, se instalará en su lugar correspondiente y una vez comprobada su exactitud se volverá a soltar, se limpiará con aire a presión, hasta desaparecer todo rastro de arena o limallas (ver Cuadro 21).

Una vez bien limpio se colocará en su lugar definitivo.

Cuadro 19

**Montaje de racores reusables en mangueras**

ESTOS DIBUJOS MUESTRAN EL METODO DE ENSAMBLAJE DEL RACOR RECTO CON TUERCA LOCA. EN EL CASO DE ACOPLAMIENTOS TIPO MACHO O CODOS BASTARA INSERTARLOS EN EL AGUJERO DE LA MANGUERA ROSCANDOLOS CON UNA LLAVE.



1) Al hacer el corte circunferencial la hoja del cuchillo debe mantenerse a 90º . Asegúrense de que el corte llega hasta la capa de alambre.

2) Den un corte longitudinal a la capa exterior de la manguera que permitirá el desprendimiento de la capa de goma en la zona de ensamblaje.

3) Desprender la capa de goma con ayuda de un alicates.

4) Eliminen de la zona de alambre los trozos o partes de goma que pudieran haber quedado al desprender la capa de goma.

Tómense precauciones para no dañar o deformar el trenzado de la capa de alambre.

5) Introduzcan el manguito en la parte donde se ha quitado la goma con un giro de introducción en la dirección contraria a las agujas del reloj.

6) Lubricar el espárrago con aceite para así facilitar su entrada en la manguera.

7) Usando una llave, estando sujeto el cuerpo exterior del racor, insertar el espárrago en la manguera y roscar en sentido derecho, es decir, en la dirección de las agujas del reloj hasta que el vástago haga tope en el cuerpo exterior del racor.

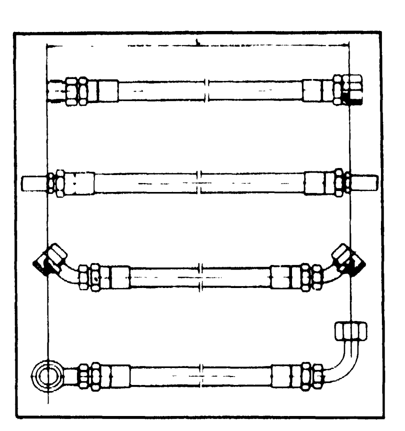
El largo de la manguera con sus acoplamientos se mide de la manera indicada en la figura a la derecha.

**ANGULO RELATIVO ENTRE LOS ACOPLAMIENTOS**

Para las mangueras con dos acoplamientos de codo o de ojal, hay que indicar el ángulo relativo entre los mismos, que se determina como sigue: (Véase figuras abajo).

Mantenga la manguera en posición horizontal (en relación con la vista del observador). Ponga el acoplamiento más distante en posición vertical y mida, siguiendo la dirección de las agujas de un reloj (hacia la derecha) el ángulo comprendido entre el acoplamiento más cercano y la vertical definida del acoplamiento opuesto.

Tolerancia admitida: ± 3°.



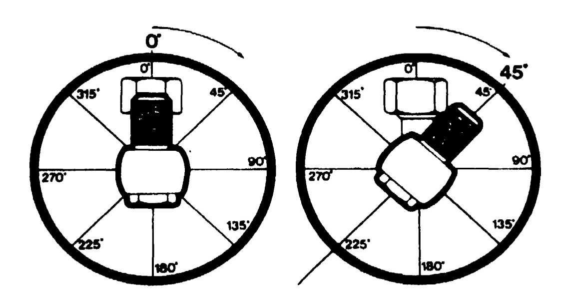



Figura 111 Cómo se mide un latiguillo hidráulico (Ref. 9)

Aunque el mejor sistema de limpieza consiste en realizar un decapado interior por medio de los productos químicos existentes, el sistema descrito anteriormente, cuando es realizado a conciencia, suele ser suficiente.

Los aparatos hidráulicos vienen de fábrica con tapones plásticos colocados en los orificios de trabajo, no olvidar sacárselos antes de proceder a su instalación, principalmente revisar con cuidado aquellos que usan bridas o placas base pues a veces tapones vienen por debajo de ellas.

## 23.5 Montaje de Tuberías Rígidas con Bridas

Si la unión de los tubos se realizase por medio de bridas se recomienda utilizar bridas normalizadas de acuerdo con la presión de trabajo requerida.

La estanqueidad se realiza siempre por medio de juntas tóricas. No usar jamás juntas planas.

La unión de la brida con el tubo se realiza por medio de una rosca o una soldadura (Figura 112) que deberá ser efectuada con el tubo ejcajado, a fin de evitar la penetración de al soldadura en el interior del tubo.

La limpieza posterior del tubo es siempre por el proceso indicado anteriormente.

## 23.6 Montaje de Racores de Soldar

Existen racores para soldar los cuales son también del tipo que permite que el tubo quede encajado siendo la soldadura exterior.

Debe tenerse en cuenta el grave inconveniente de que este tipo de racor no permite el desmontaje posterior.

## Cuadro 20

**Instalación correcta de latiguillos**

Incorrecta

Colocación usando adaptadores

Correcta

Incorrecta

Usando adaptadores pero con la tubería tirante

Correcta

El movimiento ejerce torsión en los acoplamientos de los extremos

Incorrecta

Correcta

B - Encorvamiento momentáneo amplificado por vibración

Incorrecta

B

A - Mínima anchura dos veces el radio de la curvatura

A

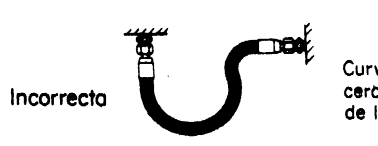
Correcta

Las tuberías enroscadas provocan su torsión

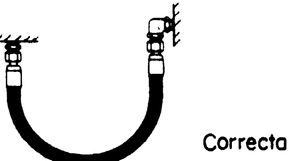
Impedir la torsión de las tuberías y la tensión de los acoplamientos

Incorrecta

Correcta

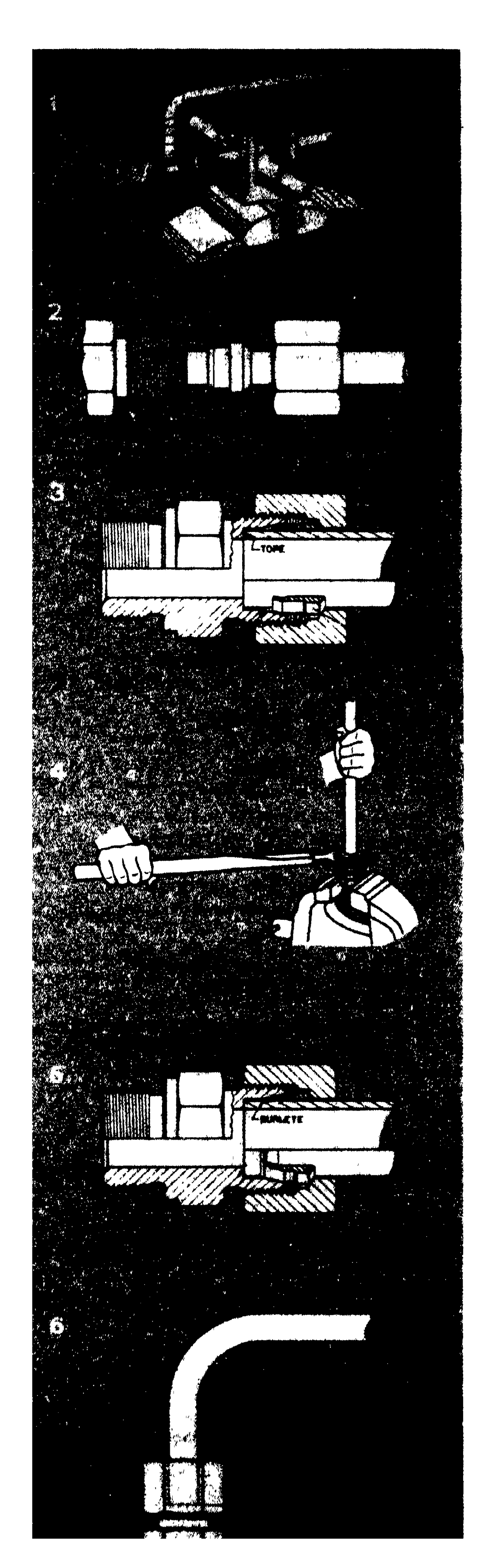



Curvas demasiado cercanas a los acoplamientos de los extremos



Cuadro 21

Instrucciones de montaje de racores para tubo (Ref. 12)



1. Corte el tubo a escuadra y elimine las rebabas. Lubrique con aceite (no utilice grasa) la tuerca, el anillo y el racor.

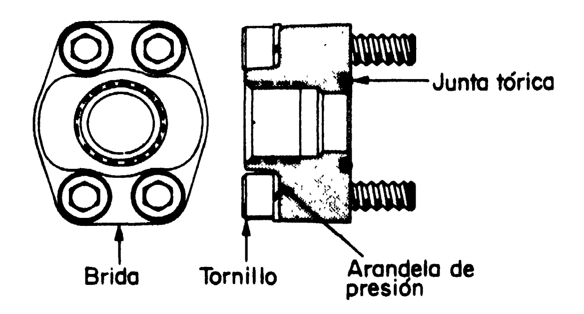
2. Coloque primeramente la tuerca y después el anillo, en el extremo del tubo.

3. Apoye firmemente el extremo del tubo contra el asiento interno del racor y atornille manualmente la tuerca sobre el racor hasta que note la resistencia del anillo.

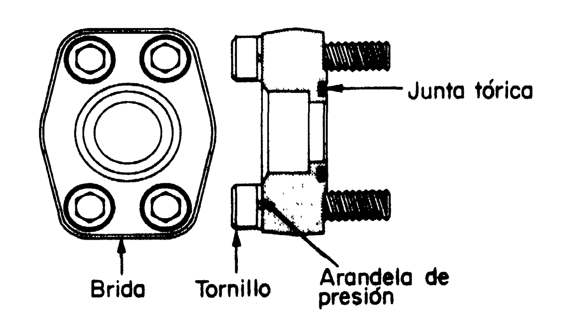
4. Siga apretando la tuerca con una llave hasta que sienta que no puede girar el tubo con la mano. Se aconseje apretar de forma intermitente para que el aceite penetre mejor en las superficies de roce.

5. Continúe el apriete de la tuerca 3/4 de vuelta más. Con esta operación el anillo, empujado por la tuerca y forzado por el cono del racor, penetra con su arista cortante en la superficie exterior del tubo, levantando un burlete circular. Comprobación: Afloje la tuerca y compruebe que el burlete cubre como mínimo el 80% del espesor del anillo. Para volver a montar el racor es suficiente un apriete normal de 1/4 de vuelta como máximo.

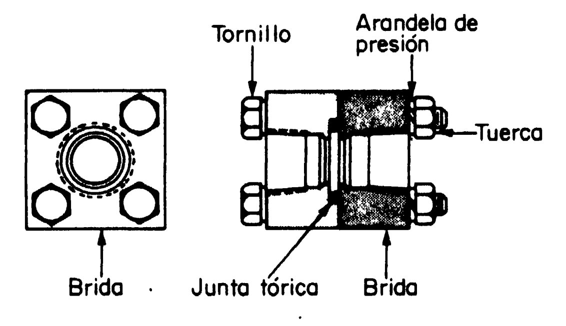
6. La parte recta del tubo, en prolongación del racor, debe tener como mínimo una longitud doble de la altura de la tuerca.



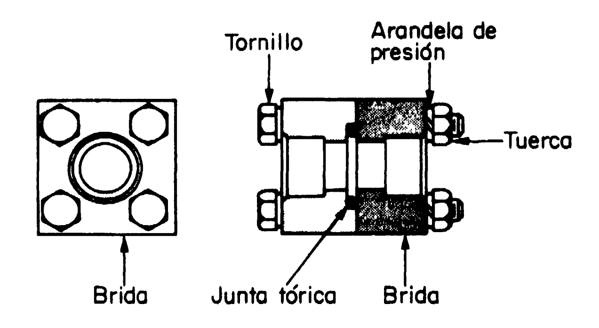

BRIDA PARA ROSCAR PARA MOTORES BOMBAS Y DISTRIBUIDORES



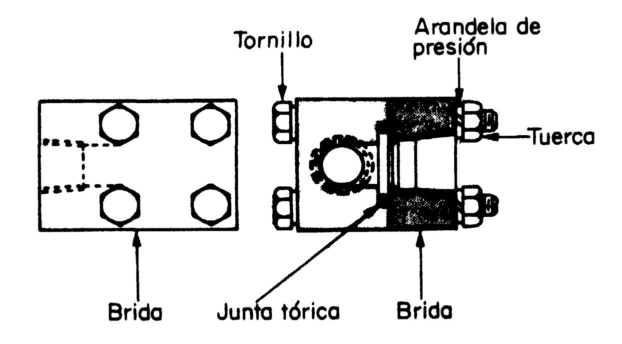

BRIDA PARA SOLDAR PARA MOTORES BOMBAS Y DISTRIBUIDORES



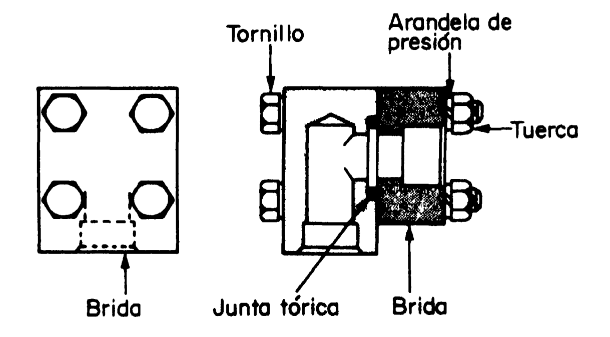

BRIDAS PARA ROSCAR UNION TUBO-TUBO




BRIDAS PARA SOLDAR UNION TUBO-TUBO




BRIDAS CODO 90° UNION TUBO-TUBO PARA ROSCAR




BRIDAS CODO 90° UNION TUBO-TUBO PARA SOLDAR

**Figura 112 Bridas**

23.7 Juntas Tóricas

Las juntas tóricas son aros de sección circular fabricados en un material sintético y elástico, resistente a los aceites minerales y que sirven como elementos de estanqueidad en aparatos y circuitos hidráulicos sometidos a presión.

Las juntas tóricas sirven tanto para la estanqueización entre dos elementos de máquinas en reposo (aplicación estática), como también para conseguir un cierre estanco entre dos elementos en movimiento relativo (aplicación dinámica).

Las juntas tóricas se construyen en diferentes materiales y con diferente dureza. Los materiales varían de acuerdo con el líquido que tienen que estancar (aceite, agua, combustible, vapor, etc.). La dureza varía con relación a la presión a que serán sometidas. Para aceite hidráulico se utilizan normalmente materiales como caucho acrinitril-butadieno que se fabrica en durezas de 70 y 90 grados de dureza Shore (medida de dureza para caucho y materiales elásticos).

En las aplicaciones estáticas se debe utilizar una dureza de 70 Shore para presiones menores de 160 bar y de 90 Shore para presiones superiores.

En las aplicaciones dinámicas se utilizará una dureza de 70 Shore para presiones menores de 60 bar y de 90 Shore para presiones más elevadas.

Los Cuadros 22, 23 y 24 muestran las dimensiones de las ranuras para estanqueización estática y dinámica, por medio de juntas tóricas.

23.8 Movimiento Rotativo

Para estanqueizar ejes rotativos, las juntas tóricas se deberán utilizar solamente si no se dispone de espacio suficiente para el montaje de una junta más eficaz y si las condiciones de servicio no son demasiado duras. En el caso de no existir presión pueden admitirse velocidades periféricas de hasta 4 m/s, a condición de no exigirse una duración muy prolongada ni una estanqueidad perfecta (ver Cuadro 25).

La velocidad periférica en este caso es la que alcanza un punto de la superficie exterior del eje que gira, en el lugar en que trabaja la junta tórica. Se calcula mediante la fórmula:

$vp = \frac{n}{60} \times 3{,}1416 \times D$, donde,

vp = Velocidad periférica en metros por segundo
n = Velocidad del eje en revoluciones por minuto
D = Diámetro del eje en el punto de contacto con la junta tórica, expresado en metros

En caso de sobrepasar la velocidad de 4 m/s consultar con el fabricante quien recomendará el tipo de junta más adecuado.

23.9 Mecanizado

La superficie de los elementos deslizantes así como las ranuras de alojamiento deben tener las ientes rugosidades máximas ($R_{max}$):

Vástago y camisa del cilindro:

$R_{max} \leq$ 0,5-2 micras (1 micra = $10^{-3}$ milímetro)

Fondo de ranura en dinámica (para estanqueización hidráulica y neumática):

$R_{max} \leq$ 6-12 micras

Superficie estanqueizante y fondo de ranura para estanqueización estática:

$R_{max} \leq$ 10 micras

Flancos de ranura:

$R_{max} \leq$ 25 micras

Bajo presiones pulsantes, la rugosidad de la ranura del alojamiento debe ser algo menor.

Cuadro 22

Dimensiones para la ranura rectangular con deformación radial de la junta tórica (Ref. 23)

| $d_2$ | T | B | $d_2$ | T | B |
|---|---|---|---|---|---|
| 1,5 | 1,1 | 1,9 | 7 | 5,85 | 9,1 |
| 1,6 | 1,2 | 2,1 | 7,5 | 6,3 | 9,7 |
| 1,78 | 1,3 | 2,3 | 8 | 6,75 | 10,4 |
| 2 | 1,5 | 2,6 | 8,4 | 7,15 | 10,9 |
| 2,4 | 1,8 | 3,1 | 8,5 | 7,25 | 11 |
| 2,5 | 1,9 | 3,2 | 9 | 7,7 | 11,7 |
| 2,62 | 2 | 3,4 | 9,5 | 8,2 | 12,3 |
| 3 | 2,3 | 3,9 | 10 | 8,65 | 13 |
| 3,5 | 2,7 | 4,5 | 10,5 | 9,15 | 13,6 |
| 3,53 | 2,75 | 4,5 | 11 | 9,65 | 14,3 |
| 4 | 3,15 | 5,2 | 11,5 | 10,1 | 15 |
| 4,5 | 3,6 | 5,8 | 12 | 10,6 | 15,6 |
| 5 | 4 | 6,5 | 12,5 | 11,05 | 16,2 |
| 5,33 | 4,3 | 6,9 | 13 | 11,55 | 16,9 |
| 5,5 | 4,5 | 7,1 | 13,5 | 12,05 | 17,5 |
| 5,7 | 4,65 | 7,4 | 14 | 12,55 | 18,2 |
| 6 | 4,95 | 7,8 | 14,5 | 13 | 18,8 |
| 6,5 | 5,4 | 8,4 | 15 | 13,5 | 19,5 |
| 6,99 | 5,85 | 9,1 | | | |

## 23.10 Diseño de la Ranura

La ranura de alojamiento debe ser preferentemente rectangular. Por razones de construcción los flancos de la ranura pueden estar inclinados hasta un máximo de 5°.

La superficie interior del alojamiento debe ser siempre mayor que la superficie transversal de la junta tórica. Con ello se consigue que la presión del fluido incida sobre una zona relativamente grande de la superficie de la junta tórica, así omo para que exista suficiente espacio en el alojamiento si eventualmente se presenta un aumento de volumen de la junta tórica (ver Figura 113).

En las dimensiones para el diseño de los espacios de montaje de las juntas tóricas en las tablas de montaje, se han tenido en cuenta ambos factores.

El redondeado R correspondiente al fondo de la ranura del alojamiento puede sustituirse por un chaflán en el fondo con una inclinación de 45°.

Los elementos metálicos que entran en contacto con la junta tórica deben ser mecanizados cuidadosamente. Antes del montaje deben eliminarse de cualquier cuerpo extraño.

Para vástagos y cilindros se utiliza generalmente acero. También puede utilizarse fundición bien pulida y sin poros.

El aluminio, el bronce o el latón, así como el acero inoxidable, acusan mayor desgaste en caso de aplicaciones dinámicas, debido a su poca dureza.

## 23.11 Ajustes y Anchuras de la Ranura de Extrusión

Los ajustes indicados en las listas de montaje deberán mantenerse por razones de funcionamiento, evitándose en lo posible cualquier modificación que conduzca a una mayor holgura. El exceso de la misma origina el peligro de que la junta tórica expuesta a presión, penetre por la ranura extrusionándose y destruyéndose por el movimiento (Figura 114).

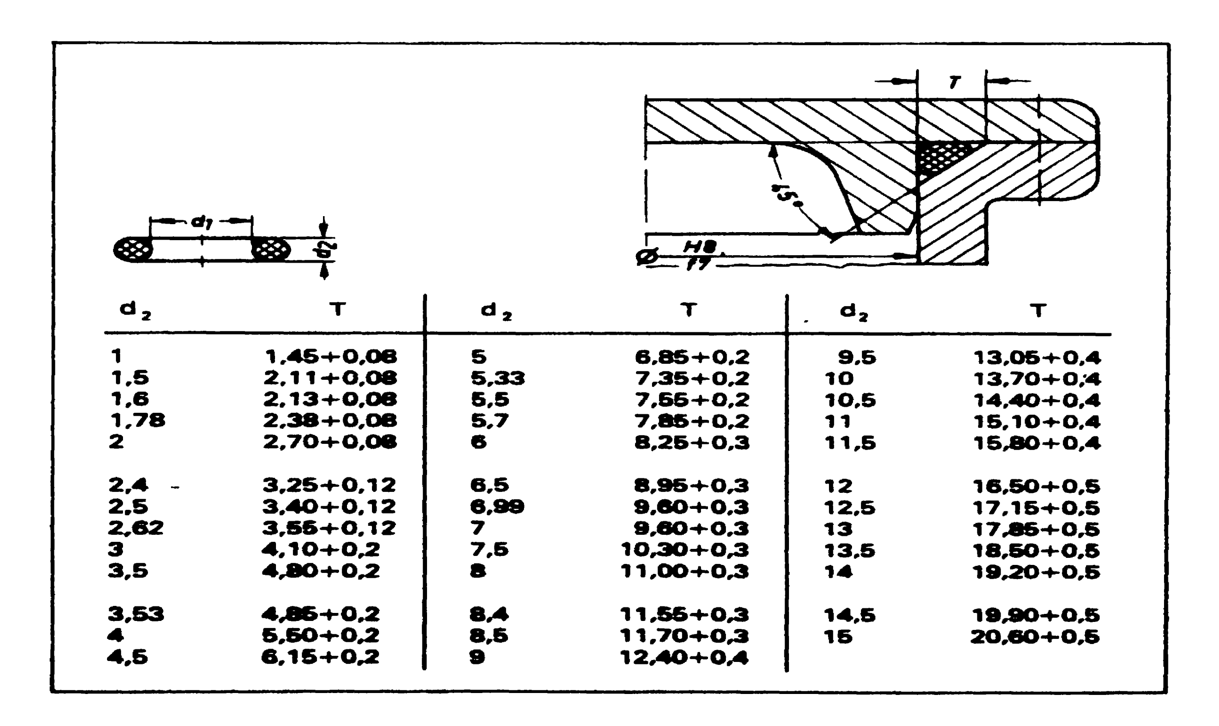
## Cuadro 23

Dimensiones para la ranura rectangular, con deformación axial

| $d_2$ | T | B | $d_2$ | T | B |
|---|---|---|---|---|---|
| 1,5 | 1,1 ±0,05 | 1,9 | 7 | 5,85±0,05 | 9,1 |
| 1,6 | 1,2 ±0,05 | 2,1 | 7,5 | 6,3 ±0,1 | 9,7 |
| 1,78 | 1,3 ±0,05 | 2,3 | 8 | 6,75±0,1 | 10,4 |
| 2 | 1,5 ±0,05 | 2,6 | 8,4 | 7,15±0,1 | 10,9 |
| 2,4 | 1,8 ±0,05 | 3,1 | 8,5 | 7,25±0,1 | 11 |
| 2,5 | 1,9 ±0,05 | 3,2 | 9 | 7,7 ±0,1 | 11,7 |
| 2,62 | 2 ±0,05 | 3,4 | 9,5 | 8,2 ±0,1 | 12,3 |
| 3 | 2,3 ±0,05 | 3,9 | 10 | 8,65±0,1 | 13 |
| 3,5 | 2,7 ±0,05 | 4,5 | 10,5 | 9,15±0,1 | 13,6 |
| 3,53 | 2,75±0,05 | 4,5 | 11 | 9,65±0,1 | 14,3 |
| 4 | 3,15±0,05 | 5,2 | 11,5 | 10,1 ±0,1 | 14,9 |
| 4,5 | 3,6 ±0,05 | 5,8 | 12 | 10,6 ±0,1 | 15,6 |
| 5 | 4 ±0,05 | 6,5 | 12,5 | 11,05±0,1 | 16,2 |
| 5,33 | 4,3. ±0,05 | 6,9 | 13 | 11,55±0,1 | 16,9 |
| 5,5 | 4,5 ±0,05 | 7,1 | 13,5 | 12,05±0,1 | 17,5 |
| 5,7 | 4,65±0,05 | 7,4 | 14 | 12,55±0,1 | 18,2 |
| 6 . | 4,95±0,05 | 7,8 | 14,5 | 13 ±0,1 | 18,8 |
| 6,5 | 5,4 ±0,05 | 8,4 | 15 | 13,5 ±0,1 | 19,5 |
| 6,99 | 5,85±0,05 | 9,1 | | | |

## Cuadro 24

Dimensiones para ranura triangular (Ref. 23)




| $d_2$ | T | $d_2$ | T | $d_2$ | T |
|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 1,45+0,08 | 5 | 6,85+0,2 | 9,5 | 13,05+0,4 |
| 1,5 | 2,11+0,08 | 5,33 | 7,35+0,2 | 10 | 13,70+0,4 |
| 1,6 | 2,13+0,08 | 5,5 | 7,55+0,2 | 10,5 | 14,40+0,4 |
| 1,78 | 2,38+0,08 | 5,7 | 7,85+0,2 | 11 | 15,10+0,4 |
| 2 | 2,70+0,08 | 6 | 8,25+0,3 | 11,5 | 15,80+0,4 |
| 2,4 | 3,25+0,12 | 6,5 | 8,95+0,3 | 12 | 16,50+0,5 |
| 2,5 | 3,40+0,12 | 6,99 | 9,60+0,3 | 12,5 | 17,15+0,5 |
| 2,62 | 3,55+0,12 | 7 | 9,60+0,3 | 13 | 17,85+0,5 |
| 3 | 4,10+0,2 | 7,5 | 10,30+0,3 | 13,5 | 18,50+0,5 |
| 3,5 | 4,80+0,2 | 8 | 11,00+0,3 | 14 | 19,20+0,5 |
| 3,53 | 4,85+0,2 | 8,4 | 11,55+0,3 | 14,5 | 19,90+0,5 |
| 4 | 5,50+0,2 | 8,5 | 11,70+0,3 | 15 | 20,60+0,5 |
| 4,5 | 6,15+0,2 | 9 | 12,40+0,4 | | |

Cuadro 25

Dimensiones para la ranura rectangular en movimiento rotativo (Ref. 23)

| $d_2$ | T | B | R |
|---|---|---|---|
| 1,78 | 1,7 | 2 | 0,5 |
| 2,4 | 2,25 | 2,6 | 0,5 |
| 2,62 | 2,5 | 2,8 | 0,5 |
| 3 | 2,85 | 3,2 | 0,5 |
| 3,53 | 3,4 | 3,7 | 1 |
| 5,33 | 5 | 5,8 | 1 |
| 5,7 | 5,4 | 6,1 | 1 |
| 6,99 | 6,7 | 7,5 | 1,5 |

| | $d_1$ | $d_2$ |
|---|---|---|
| hasta | 9 | 1,78 |
| de 8 hasta | 19 | 2,4 y 2,62 |
| de 18 hasta | 40 | 3 y 3,53 |
| de 37 hasta | 130 | 5,33y 57 |
| de 110 hasta | 150 | 6,99 |

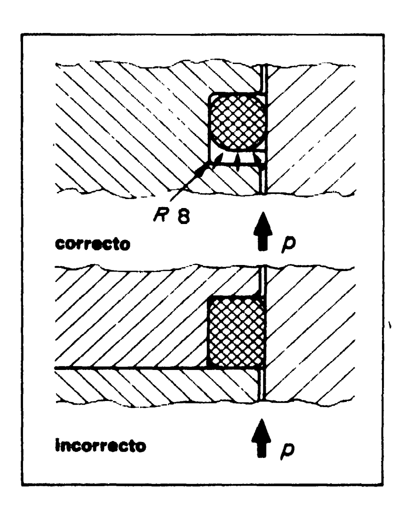



Figura 113 Diseño de la ranura (Ref. 23)

Los valores admisibles para las ranuras se encuentran en las Figuras 115 y 116.

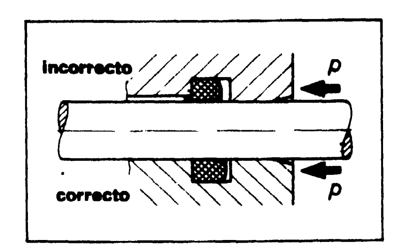



Figura 114 Montaje correcto de la junta (Ref. 23)

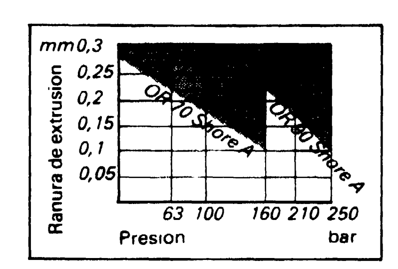



Figura 115 Aplicación estática (Ref. 23)

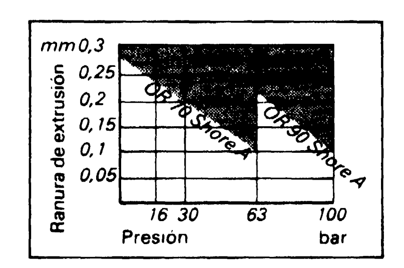



Figura 116 Aplicaciones en movimiento axial (Ref. 23)

Aplicación estática

Utilizando anillos de apoyo son admisibles holguras máximas de 0,3 mm para presiones de hasta 400 bar (ver Figura 115).

Aplicaciones en movimiento axial

Utilizando anillos de apoyo son admisibles holguras máximas de 0,3 mm hasta presiones de 250 bar (ver Figura 116).

### 23.12 Achaflanado

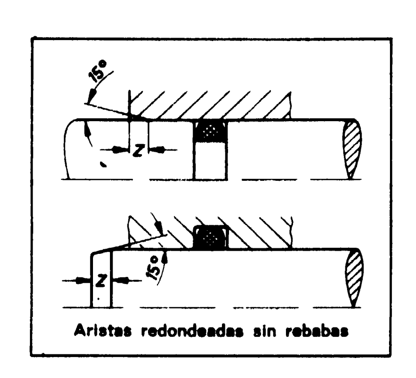
Por razones de montaje deben achaflanarse todos los cantos así como redondearse cuidadosamente.

Las dimensiones que figuran en la Figura 117, corresponden a valores mínimos.

### 23.13 Montaje de Juntas Tóricas

Antes de proceder al montaje de la junta tórica debe de limpiarse todo el sistema de suciedades y residuos de mecanización.

Para colocar la junta en su alojamiento, debe evitarse el pasar con fuerza por aistas vivas, ejes escalonados, roscas, ranuras, etc., siendo aconsejable recubrir todas aquellas partes de la máquina que puedan dañar a la junta. La junta tórica no debe torcerse al colocarla en su alojamiento. Una ligera expansión de la junta tórica para el montaje es admisible, a condición de que se prevea un tiempo suficiente para que la junta pueda recuperar su forma inicial.




| Espesor $d_2$ | Z |
|---|---|
| 1,5 | 1 |
| 1,78 | 1,1 |
| 2 | 1,2 |
| 2,4 | 1,4 |
| 2,5 | 1,4 |
| 2,62 | 1,5 |
| 3 | 1,6 |
| 3,5 | 1,8 |
| 3,53 | 1,8 |
| 4 | 2 |
| 4,5 | 2,3 |
| 5 | 2,5 |
| 5,33 | 2,7 |
| 5,5 | 2,8 |
| 5,7 | 3 |
| 6 | 3,1 |
| 6,5 | 3,3 |
| 6,99 | 3,6 |
| 7 | 3,6 |
| 7,5 | 3,8 |
| 8 | 4 |
| 8,5 | 4,2 |
| 9 | 4,3 |
| 9,5 | 4,4 |
| 10 | 4,5 |

Figura 117 Preparación de achaflanado (Ref. 23)

Se recomienda el uso de un mandril o manguito de montaje (Figura 118).

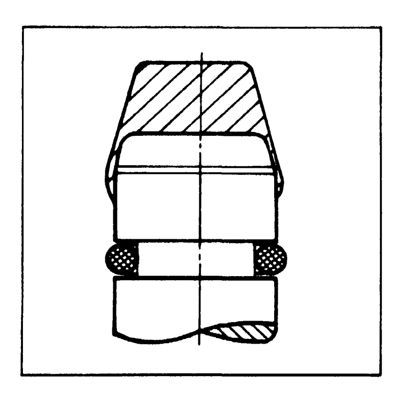


Figura 118 Utilización del mandril (Ref. 23)

23.14 <u>Recomendaciones para el Montaje de un Sistema Hidráulico</u>

Como información complementaria, damos a continuación unos consejos que convendrá tener en cuenta cuando se realice una instalación hidráulica.

(1) El primer y más importante consejo se refiere a la limpieza. Los componentes hidráulicos son delicados y caros. Sus ajustes interiores son sumamente precisos, por tanto, muy vulnerables a averías producidas por golpes o roces de cuerpos extraños. Por tanto, tendrá que tener en cuenta las siguientes recomendaciones:

- el tanque de aceite deberá ser revisado cuando llegue a bordo para su instalación, limpiado interiormente y tapado a continuación;

- cuando un orificio de un componente hidráulico sea destapado, por cualquier motivo, no olvide taparlo antes de alejarse del lugar;

- asegúrese de que las secciones de los tubos y las roscas están limpias de rebarbas. Los tubos que esperan para ser instalados deberán estar tapados;

- al instalar un tubo, después de haber comprobado su dimensión adecuada, límpielo interiormente y en las roscas con un cepillo de alambre o con una rasqueta o una lima, después sóplelo con aire comprimido antes de proceder a su instalación definitiva;

- cuando utilice cinta teflón para sellar, deje los dos primeros hilos de rosca sin cubrir;

- evite las soldaduras en los circuitos hidráulicos, si no hubiese más remedio, utilice racores especiales;

(2) El resto de las recomendaciones se refieren al proceso mecánico de la instalación y son las siguientes:

- cuando use acoplamientos flexibles no deje que los dos medios platos queden en contacto. La distancia que debe quedar entre ellos aumenta con el diámetro. Consulte el catálogo del fabricante para saber la distancia exacta;

- cuando vaya a montar un acoplamiento o una polea sobre un eje de un motor o bomba, no lo fuerze para que entre y mucho menos lo golpee con un martillo. Si lo hace dañará el rodamiento de salida del eje. Utilice otro sistema, calentando la pieza a instalar en aceite, hasta que el ajuste sea deslizante. Al desmontarla deberá utilizar un extractor;

- si se utiliza una transmisión de correas en V para accionar un motor o una bomba, asegúrese de que han sido construidos para admitir cargas radiales, en caso de que no lo sean, se deberá instalar un sistema de apoyos que elimine la carga radial;

- si existen motores de pistones radiales, procure que el drenaje quede en la parte superior y en caso de que exista el peligro de vaciamiento del carter, por el efecto sifón, convendrá que el tubo del drenaje dé una vuelta al motor, por la parte superior;

- y, por último, asegúrese de que el sentido de giro de la bomba, es correcto.

23.15 Puesta en Marcha

Llegado este momento suponemos que se han seguido al pié de la letra las recomendaciones anteriores. No obstante, puede ocurrir que en el lugar donde se ha realizado la instalación, no haya medios de limpieza, o aire comprimido, o bien por accidente ha quedado la tubería destapada y expuesta a la intemperie. En este caso, habrá que proceder a una limpieza química1/, bien soltando los tubos uno a uno y llevándolos al lugar donde se puedan limpiar o bien si la instalación es suficientemente grande, realizando la limpieza química en el lugar, después de haber aislado convenientemente todos los componentes hidráulicos.

Una vez más, procederemos a revisar la instalación verificando que todas las conexiones han sido realizadas de acuerdo con el esquema del circuito, comprobando al mismo tiempo que los racores de unión están firmemente apretados. Comprobaremos sobre todo los racores y abrazaderas del tubo de aspiración, así como el nivel de aceite del tanque y el sentido de giro de las bombas.

A continuación procederemos a revisar el nivel de aceite de las cajas reductoras y en caso de utilizar motores de pistones radiales, que el carter de éstos ha sido rellenado, hasta el borde, con aceite hidráulico.

Nos queda por último aflojar todos los tornillos de regulación de las válvulas de seguridad hasta el mínimo, desembragar tambores de maquinillas o güinches y soltar los frenos. En este momento podemos proceder a la puesta en marcha, haciendo que el motor del barco funcione a la velocidad mínima.

1/ La limpieza química es aquella que se realiza utilizando productos que disueltos en un líquido, normalmente agua, reaccionan químicamente con el oxido de hierro produciendo un decapado

Una vez que el aceite comience a circular, esperaremos durante 10 minutos aproximadamente sin accionar ningún componente, con el objeto de que el aceite alcance los 40° de temperatura y de que, en algún caso, arrastre hasta los filtros cualquier eventual partícula sólida que pudiera existir. Transcurrido ese tiempo, durante el cual se han revisado las conexiones para detectar fugas, comenzaremos a accionar las máquinas, una a una. Si existen cilindros se procederá a purgar el aire de una y otra cámara, alternativamente.

A continuación procederemos a regular las válvulas de seguridad, para ello nos serviremos del freno, en las máquinas que lo tengan, las que no serán bloqueadas utilizando los medios disponibles. En el caso de las máquinas de cabirones utilizaremos un cable o estacha amarrado a un punto fijo.

Una vez reguladas todas las válvulas, comprobaremos la velocidad de los diferentes aparatos haciendo que el motor propulsor gire a las RPM que están previstas en el diseño. Acto seguido podremos comprobar la fuerza de tracción de cada máquina, si contamos para ello con un dinamómetro apropiado, o bien calculándola por los procedimientos ya vistos, a partir de la presión que indica el manómetro.

Ahora será el momento de comprobar la temperatura del aceite. Si está estabilizada por debajo de 65°C, la instalación está correcta, si la temperatura pasa de 70°, parar la bomba y buscar el motivo. Si no hubiese ninguno especial, la instalación necesita un intercambiador de calor.

Por último, con la bomba ya parada, comprobar el nivel del tanque y cambiar el cartucho del filtro de retorno.

## 24. MANTENIMIENTO

### 24.1 Material en Almacén

Puede ocurrir que cuando llegue el material pedido para instalar a bordo, el barco esté atrasado en la construcción y no se pueda instalar inmediatamente. En ese caso se deberán observar ciertas precauciones.

La principal es guardar todo el material en un lugar seco, donde la temperatura no sea superior a 50°C y donde esté protegido del sol y del polvo.

Si el material va a esperar mucho tiempo, más de tres meses, hasta el momento de su instalación es muy conveniente llenar de aceite los aparatos y las tuberías taponándolos convenientemente.

### 24.2 Mantenimiento Periódico

El mantenimiento del equipo hidráulico se realiza de la manera como se indica en el libro de instrucciones de mantenimiento suministrado por el fabricante o vendedor; hay verificaciones diarias, semanales, mensuales y anuales.

DIARIAS:

Indispensable verificar cada día, antes de poner en marcha el equipo hidráulico, el nivel del aceite en el tanque. Si se encuentra con un descenso de nivel por pequeño que sea, es necesario revisar toda la instalación hasta encontrar la fuga.

Cada día que se ponga en marcha el sistema hidráulico se deberá verificar la temperatura del aceite, simplemente colocando la mano en los tubos. Si se observa un aumento anormal de temperatura se procederá a buscar la causa. Normalmente es por fallo del sistema de refrigeración, fallo de la bomba de circulación de agua o bien obturación de la toma de mar con algas o plásticos.

Cuando el sistema hidráulico no incorpora refrigerador y se nota aumento de temperatura brusco es por gripado de un elemento móvil en motor o bomba pero esto no es normal.

Con el uso se van gastanto los componentes móviles y al cabo de los años irá aumentando progresivamente la temperatura de los drenajes pero en ese caso la máquina perderá velocidad y fuerza, y será necesario proceder a la sustitución del elemento correspondiente.

### 24.3 Verificaciones Semanales o en Cada Marea

Ver la situación del indicador de suciedad del filtro o filtros de retorno, si los filtros no tuviesen indicador anote en un lugar visible la fecha en que han sido sustituidos los cartuchos filtrantes y proceda a su sustitución periódica, cada 6 meses.

Revisar sistemáticamente el circuito completo en busca de fugas de aceite. Si las hubiere reapriete los racores.

Revisar al mismo tiempo la fijación de los motores con las máquinas, así como de los cojinetes del embrague y de sujección de las bombas. Es común que se afloje algún tornillo, sobre todo durante los primeros meses de funcionamiento.

## 24.4 Verificaciones Mensuales

Si el circuito hidráulico tiene refrigerador del aceite, revisar mensualmente si hay agua en el fondo del tanque usando para ello el tapón de purga. Unas gotas de agua pueden ser por condensación en el interior del tanque, un chorro indica rotura de un tubo del intercambiador. También aumenta el nivel del tanque.

## 24.5 Verificaciones Anuales

Cada vez que el barco va a varadero, revisar completamente el circuito, reapretar si fuera necesario, sustituir algún tramo de tubo o racor deteriorado y pintar las tuberías.

Aprovéchese la ocasión para revisar algún componente que haya dado problemas pero jamás desmonte nada, si no es necesario.

El aceite sólo deberá ser sustituido si por algún motivo, calor excesivo, contaminación, etc., ha perdido sus propiedades. En todo caso ante la duda mándelo analizar. Si la cantidad fuera poca, ante la duda sustitúyalo (ver Sección 12.2).

## 24.6 Otras Verificaciones

La presión principal del circuito debe ser comprobada de cuando en cuando y debe ser anotada en un cuaderno al efecto. Una caída brusca de presión puede indicar avería en la bomba o desgaste en el asiento de la válvula de seguridad.

Se recomienda siempre disponer de un libro de mantenimiento, que deberá estar en poder del motorista o de la persona encargada del mantenimiento del circuito hidráulico.

# 25. BUSQUEDA DE AVERIAS EN HIDRO-BOMBAS

## 25.1 La Bomba no Desplaza Aceite

(A) La bomba no aspira

Cuadro 26

Averías en las bombas (Ref. 24)

| | Causa posible | Remedio |
|---|---|---|
| $A^1$ | No se ha sacado el tapón de la conducción de aspiración. | Sacar el tapón. |
| $A^2$ | Conducción de aspiración no cierra herméticamente. | Reapretar el racor, brida, etc. Comprobar la junta tórica de la brida. Utilizar cinta tórica para la rosca. Si es preciso, se desmontará la tubería de aspiración y se someterá a presión para comprobar donde tiene la fuga (porosidad en la soldadura). |
| $A^3$ | Conducción de aspiración demasiado larga, o nivel de aceite en el depósito demasiado bajo. | Acortar la tubería de aspiración; llenar el depósito. |
| $A^4$ | Resistencia hidráulica excesiva en la conducción de aspiración, y en consecuencia, excesiva depresión. | Evitar secciones muy reducidas en las tuberías, codos, reducciones, filtro de aspiración. Evitar excesiva altura de aspiración (ver también 25.6 - A1). |

Cuadro 26 (continuación)

| | Causa posible | Remedio |
|---|---|---|
| A5 | Conducción de servicio sometida a presión, de manera que no puede purgarse la bomba. | Conectar a descarga en vacío, o comunicar la conducción de servicio con el depósito, hasta que se efectúe el purgado. |
| A6 | Sentido de giro invertido. | Compruébense las indicaciones de puesta en marcha y adoptar el sentido de giro normal. |
| A7 | Para bombas de caudal variable: el cuerpo oscilante o platina está todavia en posición cero. | Accionar el mecanismo de oscilación. |
| A8 | Fluido hidráulico demasiado viscoso o demasiado frío. | Utilizar un fluido con viscosidad mejor, adaptada a la temperatura de servicio. |
| A9 | Llave de paso de salida del tanque cerrada. | Abrir la llave. |

(B) La bomba deja de desplazar aceite, a pesar de que el accionamiento funciona

| | | |
|---|---|---|
| B1 | La bomba ha vaciado el depósito. | Llenar el depósito y alargar la conducción de aspiración. |
| B2 | Conducción de aspiración no estanca. | Ver 25.1-A2 |
| B3 | Acoplamiento roto. | Renovar el acoplamiento. |
| B4 | Arbol de arrastre de la bomba cizallado. | Reparación en fábrica. |
| B5 | Carga de presión demasiado elevada de manera que el caudal de bomba = caudal de fugas (internas o externas), manteniendo la bomba la presión en el circuito, pero sin restar caudal para el servicio. | Disminuir la presión al valor indicado en las prescripciones de servicio. Controlar la viscosidad del fluido. Ver también 25.5. |
| B6 | El embrague está poco tensado. | Tensar los tornillos de ajuste del embrague. |

25.2 La Bomba Bombea Aceite pero no Coge Presión

(Observación: la bomba no determina el valor de presión obtenido, sino la resistencia que se le opone al caudal).

Cuadro 26 (continuación)

(A) La bomba no provoca ninguna presión (a excepción de algunos kg/cm² debido a pérdidas de carga en circuito).

| | Causa posible | Remedio |
|---|---|---|
| $A^1$ | La válvula direccional no está en posición de cierre. | Comprobar su funcionamiento y, si es necesario, desmontar la válvula y tapar las bocas de las tuberías. Para electroválvulas "sin excitar, abierto", comprobar si los solenoides están alimentados con corriente. |
| $A^2$ | Válvula de presión defectuosa. | Comprobar la válvula, o reemplazarla. Comprobar también la parte piloto. |
| $A^3$ | Rotura de la tubería, por debajo de la tapa del depósito Racor poco apretado. | Comprobar el estado de estas tuberías y racores. En bombas accionadas por válvulas, se puede comprobar la estanqueidad de la tubería de presión, con ayuda de una presión exterior de prueba. |
| $A^4$ | Bomba defectuosa. | Comprobar la bomba individualmente, utilizando un limitador de presión, manómetro, y depósito. Si la bomba produce presión, la avería proviene de otro punto de la instalación. |

(B) La bomba no alcanza la presión máxima.

| | | |
|---|---|---|
| $B^1$ | La válvula direccional está cerrada, pero, no obstante, tiene todavía demasiada fuga, en relación al caudal de la bomba. | Ver 25.1-B |
| $B^2$ | El cono de cierre, de la válvula de presión, gastado; el aceite puede escapar más o menos fácilmente (principalmente en bombas con pequeño caudal). | Ver 25.2-A2 |
| $B^3$ | Aumento de fugas (interiores y exteriores). El caudal de bomba escapa en su totalidad, debido al aumento de holgura y, en consecuencia, no puede aumentar la presión (principalmente en bombas de paletas). | Ver 25.5-3 |
| $B^4$ | Ver también 25.2-A3 y 25.2-A4 | |

25.3 Presencia de Aire en el Aceite a Presión

(Observación: en la primera puesta en marcha, algunos tipos de bombas desplazan aire, hasta que el cuerpo y los elementos de transmisión [cilindros, paletas, etc.] se han purgado).

| | | |
|---|---|---|
| 1 | Entra aire en el conducto de aspiración. | Ver 25.1-A2 |

Cuadro 26 (continuación)

| | Causa posible | Remedio |
|---|---|---|
| 2 | La boca del tubo de aspiración está sumergida sólo parcialmente en el aceite. | Ver 25.1-A3 |
| 3 | La boca de aspiración demasiado cerca a la de retorno. El aceite emulsionado es absorbido nuevamente. | Montar la conexión de absorción lo más separada posible de la de retorno. |
| 4 | Excesiva pérdida de carga en la tubería de aspiración. El aire, saturado en el aceite, puede ser despedido en forma de burbujas, al formarse depresión, debido a pérdida de carga por obstáculos. | Ver 25.1-A4 |
| 5 | El retén del eje defectuoso (canto de estanqueidad deteriorado o retorcido). | Cambiar el retén si es necesario pulir la superficie de rozamiento. |
| 6 | Bridas o tapas, no estancas. | Comprobar la estanqueidad del anillo tórico o junta empleada.<br>Comprobar la compatibilidad con el fluido hidráulico empleado. |

25.4 Fugas Externas en la Bomba

| | | |
|---|---|---|
| 1 | Retén del eje de arrastre deteriorado. | Ver 25.3-5 |
| 2 | El retén se ha retorcido, o escapado del cuerpo, debido a sobrepresión interna en éste (caudal excesivo de fugas interiores; tubería de drenaje bloqueada; avería en el interior de la bomba). | Ver 25.5 y cambiar retén. |
| 3 | Anillo tórico desgastado o deteriorado, al montarlo. Junta de papel, fluida, etc. expulsada de su lugar. | Cambiar la junta. |

25.5 Caudal Excesivo de Fugas Interiores

| | | |
|---|---|---|
| 1 | La bomba está sobrecargada. | No sobrepasar la presión máxima admisible, según las prescripciones de servicio. |
| 2 | Fluido hidráulico muy poco viscoso, o excesivo aumento de temperatura del fluido. | Emplear fluido hidráulico de mayor viscosidad de acuerdo a la temperatura de servicio.<br>Comprobar la necesidad de acoplar un refrigerador. |
| 3 | Bomba defectuosa (ver también 25.2-B3) | Enviar la bomba a fábrica. |

Cuadro 26 (continuación)

25.6 Bomba Más Ruidosa de lo Normal

(A) Ruidos debidos al flujo hidráulico

| | Causa posible | Remedio |
|---|---|---|
| $A^1$ | La bomba aspira aire: ruidos explosivos en la bomba. | Ver 25.3 |
| $A^2$ | Cavitación en la tubería de aspiración. Al reducir la presión, por debajo de la presión de evaporación, se desprenden burbujas del fluido hidráulico, las cuales se rompen, produciendo pequeñas explosiones en el interior de la bomba. | Reducir las resistencias en la tubería de aspiración (ver también 25.1-A4). |

(B) Ruidos mecánicos

| | | |
|---|---|---|
| $B^1$ | Acoplamiento averiado, o mal alineado. | Renovar el acoplamiento o alinearlo. |
| $B^2$ | Rodamiento deteriorado o gastado. | Cambiar el rodamiento (generalmente en fábrica). |
| $B^3$ | La bomba se ha agarrotado. | Hacer reparar la bomba en fábrica (ver también 25.7) |

25.7 La Bomba se ha Agarrotado

| | | |
|---|---|---|
| 1 | Avería debido a la cavitación. | Ver 25.6-A2 y 25.1-A4 |
| 2 | Sobrecarga de la bomba. | No sobrepasar la presión máxima admisible. |
| 3 | Fluido hidráulico sucio o desgastado. | Comprobar el filtro de aire y aceite, así como todos los demás elementos, a los que puede repercutir la suciedad en el circuito. |
| 4 | Viscosidad del fluido muy reducida. | Ver 25.5-2 |
| 5 | Límite de vida alcanzado. | Cambiar la bomba |

25.8 La Bomba se Calienta Demasiado

| | | |
|---|---|---|
| 1 | Agarrotamiento u otras causas. | Ver 25.7 |

Cuadro 26 (continuación)

| | Causa posible | Remedio |
|---|---|---|
| 2 | Disminución de rendimiento, debido a deterioramiento: aumentan las fugas interiores. Una gran parte de la energía transmitida a la bomba se transforma en calor interiormente. | Ver 25.5 |
| 3 | La temperatura del fluido en el depósito aumenta. | Comprobar el buen funcionamiento del refrigerador y del termostato. |

25.9 Otras Averías

A veces ocurre que la bomba gira pero la velocidad de las máquinas de pesca no es la suficiente lo que indica que el caudal de la bomba está por debajo de los cálculos.

| Causas | Soluciones |
|---|---|
| - Velocidad del motor propulsor muy baja. | - Aumentar el régimen de RPM. |
| - Correas flojas. | - Tensar correas. |
| - Error de cálculo de las poleas o de piñones de la caja multiplicadora. | - Recalcular las relaciones de transmisión de las poleas o de los engranajes. |
| - Retenes interiores de la bomba dañados o defectuosos. | - Reponer retenes o cambiar la bomba. |

Cuando los retenes interiores están dañados o defectuosos como en el último caso indicado, también se puede dar la circunstancia de que la bomba dé el caudal previsto y las máquinas giren a la velocidad deseada, sin embargo la presión sea muy inferior a la de trabajo. En este caso igual que en el anterior habrá que reponer los retenes o cambiar la bomba.

La falta de presión en un circuito puede tener por causa además de las que hemos apuntado anteriormente averías en los distribuidores, válvulas y en los propios motores o cilindros. Las causas pueden ser fugas interiores.

Puede ocurrir también que existiendo caudal y presión correctos la máquina esté bloqueada. Aunque el origen de esta avería puede ser hidráulico conviene en estos casos verificar si el problema es puramente mecánico.

25.10 Funcionamiento Irregular

A veces las máquinas hidráulicas de cubierta funcionan a trompicones. Una de las causas puede ser la presencia de aire en el circuito debido a bajo nivel en el tanque de aceite. El vórtice creado por la aspiración de la bomba hace que el aire sea momentaneamente impulsado al curcuito mezclado con el aceite produciendo la distorsión descrita. Otras veces la causa puede ser la avería de una válvula de seguridad o de frenado que deberán ser sustituidas.

En las regiones frías habrá problemas si como ya indicamos antes no se ha previsto un aceite de características adecuadas. Si esto no fuera suficiente deberemos introducir un calentador de aceite en el circuito.

25.11 Las Maquinillas No Quedan Bloqueadas en la Posición de Reposo

Este problema cuando ocurre en un motor en carga es normal pues la fuga por el drenaje es importante a pesar de las válvulas de frenado o retención que instalemos. Para evitarlo sólo podremos recurrir a medios mecánicos, frenos, carracas, bulones, etc.

Si se trata de cilindros es diferente, la pérdida interna a través del pistón es mínima y cuenta, cuando debe retener carga, con válvulas de retención. No obstante, por muy buena que sea la estanqueidad en cilindro y válvula, al cabo de unas horas se observará un descenso de la carga. Si fuese exagerado el movimiento será una vez más debido a fugas internas y deberemos sustituir retenes y válvula de retención

## 26. HERRAMIENTAS DE MANTENIMIENTO

- Juego de llaves mixtas desde 6 mm hasta 42 mm.
- Juego de llaves de zoquete desde 10 mm hasta 32 mm completo, con carraca, alargaderas y cardan.
- Juego de llaves Allen métricas.
- Juego de llaves Allen en pulgadas.
- Destornillador tamaño medio de pala, mango plástico.
- Destornillador tamaño pequeño de pala, mango plástico.
- Destornillador tamaño pequeño de cruz, mango plástico.
- Sierra de arco con una caja de hojas de acero rápido.
- Llave inglesa, grande.
- Llave inglesa, media.
- Llave para tubos, grande y media.
- Alicate universal.
- Alicate ajustable de gran abertura.
- Alicate de cortar.
- Alicate de pinzas planas.
- Alicate para anillos Seger interiores.
- Alicate para anillos Seger exteriores.
- Cincel 200 mm.
- Martillo mecánico 0,5 kg.
- Martillo de plástico.
- Punto.
- Lima plana basta 350 mm.
- Lima redonda basta 350 mm.
- Lima plana fina 200 mm.
- Lima redonda fina 200 mm.
- Calibre.
- Juego de galgas en milímetros.
- Cuenta-revoluciones.
- Manómetro de 0-315 bar.
- Tubo de pasta de estanqueidad.
- Rollo de teflón.
- Juego de tapones de obturación.
- Conjunto de latiguillos de repuesto.
- Extractor tamaño medio para acoplamientos de díametro 250 max.
- Punzón de 3 mm de díametro para pasadores elásticos.

## 27. CONSEJOS UTILES PARA EL MONTAJE DE LOS APARATOS DE PESCA Y MANIOBRA

### 27.1 Haladores de Cerco, de Red de Enmalle, de Palangre y de Líneas

Los haladores de cerco pueden ser de dos tipos: de colgar y de colocar fijos en la borda.

Los haladores de colgar se colocan en el extremo de una pluma o palo de carga especialmente diseñada y reforzada para este trabajo. Aun se usan así en los grandes atuneros oceánicos. En los barcos pequeños cada día es más común el uso de la grúa hidráulica, en cuyo caso el halador lleva enchufes rápidos en las mangueras hidráulicas, en el punto de contacto con la grúa, con el objeto de poder colocar o retirar el halador de acuerdo con la maniobra que se vaya a realizar con la grúa.

Los haladores fijos en la borda son del tipo "triplex" (ver Figuras 70 y 71) y llevan como base de sustentación un trípode que va amarrado a la cubierta. Es necesario reforzar adecuadamente el punto donde se apoya el trípode en la cubierta, debido a que el esfuerzo que realizan las patas es enorme por efecto de la distancia que existe entre los tornillos de amarre a la cubierta y el punto donde trabaja la red en los rodillos de halado.

Los haladores de red de enmalle se colocan normalmente en la amura, a babor o a estribor de acuerdo con la costumbre de la zona; si el barco es pequeño el halador se coloca algunas veces en la misma proa.

No conviene que el halador quede muy distante de la superficie del agua porque el pescado que no está bien enmallado, al salir del agua, por efecto del propio peso, se desprende de la red y cae al agua de nuevo. Por este motivo, en este tipo de pesca, suele estar un hombre en la borda, provisto de un bichero, para enganchar el pescado mal enmallado. Si la distancia desde la borda al agua es grande el trabajo de ese hombre se torna muy difícil.

Los haladores de palangre y de líneas se colocan siempre en la borda. Si son de palangre lo más próximos posible de la amura. Si son de líneas para pescar a barco parado suelen colocarse a lo largo de toda la borda, babor, estribor y popa.

La tapa de regala suele ser suficiente fuerte para soportar el esfuerzo del halador. Si no lo fuera se reforzará convenientemente.

La instalación hidráulica se realizará de manera que todos los componentes queden protegidos de los anzuelos.

En todos los barcos tenemos que pasar tubos a través de cubiertas o mamparos. Para realizar esta operación podemos utilizar unos racores especiales que existen en el mercado y que se llaman pasamamparos. Los hay para barcos de acero y para barcos de madera.

Como los haladores de palangres funcionan fuera de la borda del barco o bien instalados en el interior del barco pero con un rodillo en la borda que sobresale de ésta suelen ser todos giratorios y los rodillos rebatibles con el objeto de no quedar expuestos a golpes de otros barcos cuando están amarrados en puerto.

### 27.2 Haladores de Nasas

Para estos haladores sirve todo lo dicho para los anteriores con la diferencia que estos últimos usan un pescante para facilitar el manejo de las nasas. Este pescante deberá ser rebatible y sujeto convenientemente a la borda del barco, o a la cubierta.

### 27.3 Molinetes de Ancla

También aquí se aplica todo lo dicho anteriormente con diferencia que el molinete deberá estar colocado de manera que el barbotén de la cadena quede perfectamente alineado con el escobén o el rodillo de proa para evitar que la cadena tenga tendencia a saltar.

El mando de esta máquina deberá ser siempre local.

### 27.4 Maquinillas o Güinches de Arrastre

Dado que estas máquinas realizan esfuerzos de tracción importantes deberán ser cuidadosamente reforzados los puntos del barco sobre los que serán colocadas las bases de fijación.

Las pastecas de arrastre deberán estar perfectamente alineadas con el centro de los tambores de cable para facilitar la estiba de este último. En el caso de las maquinillas o güinches "split" (partidas) este problema es fácil de resolver orientando la máquina en la dirección de la pasteca. En el caso de las maquinillas partidas habrá que tener cuidado con el ángulo de salida del cable en sentido vertical, puesto que en muchos casos, por conveniencia de espacio se colocan las maquinillas muy a popa, cerca de las pastecas. Si el cable sale muy alto se saldrá del estibador por lo que habrá que orientar la maquinilla en dirección a la pasteca, con un calzo inclinado. Cuanto más alejada esté la maquinilla de las pastecas mayor vida tendrá el cable.

Revisar de cuando en cuando el nivel de aceite del cárter, purgar el agua de condensación que encontrará en el fondo del mismo utilizando el tapón de limpieza, engrasar la máquina si tiene graseras y reponer grasa en el husillo del estibador, en el del freno y en la nuez del embrague.

### 27.5 Tambores de Red

De la misma manera que para las maquinillas de cable, deberemos reforzar la estructura del barco donde va a ser fijado el tambor de red.

Deberán ser previstos los necesarios rodillos de popa y bobinas de guía para que la red entre en el tambor lo más centrada posible de otra manera la red se enrollará sólo en un lado y sólo creará problemas.

Cuando encargue la fabricación de un tambor de red pida que se lo hagan con un 20 % más de la capacidad que sea necesaria en ese momento. Las redes de pesca están evolucionando día a día y dentro de muy poco tiempo puede ser necesario disponer de más espacio.

### 27.6 Timones

El timón más usado actualmente es el de pala compensada con la mecha apoyada en el tintero del codaste.

En este caso la máquina de timón que acciona la mecha es muy simple y está constituido por un yugo en fundición fabricado en dos partes unidas por pernos. Este yugo es accionado por uno o dos cilindros dependiendo del tamaño del barco. Su instalación es muy simple y no requiere instrucciones especiales.

En los barcos pequeños la bomba de ayuda suele ser movida por el motor propulsor. Al elegir la toma de fuerza hay que cerciorarse de que funciona en el momento en que arranca el motor y no como algunas tomas de fuerza que quedan en la caja reductora del motor que sólo funcionan cuando ésta está embragada.

No olviden revisar el nivel de aceite del depósito todos los días.

27.7 Propulsores Laterales

Los propulsores o hélices de empuje lateral son de gran ayuda para los barcos de pesca de cerco pero se podría decir que aún lo son más para los barcos que tienen que seguir una línea (palangre, red de enmallar, nasas) durante horas. Sobre todo si el barco tiene una eslora entre 20 y 30 metros. Con viento fuerte, el trabajo de halar el aparejo se hace sumamente incómodo, sin embargo, con un propulsor lateral la tarea se realiza con suma facilidad.

El propulsor se coloca a proa del barco y tiene mejor rendimiento cuanto más a proa y más profundo esté situado.

Para un barco de 30 metros se necesita un propulsor lateral de 40 o 50 CV; para uno de 20 m son suficientes 25 CV.

El diámetro de la tobera de un propulsor de 40-50 CV es de aproximadamente D = 450 mm y debe estar situado en el casco a 2,5 veces del diámetro de la tobera, por debajo de la línea de agua, para evitar cavitaciones con el rolido.

27.8 Grúa

Dado que la grúa produce unos esfuerzos muy elevados sobre su base de fijación debido a los elevados momentos de trabajo será necesario realizar los refuerzos con la máxima atención.

Para facilitar la visión de la maniobra se suelen instalar los mandos en columna y se sitúa un asiento para el operador a una altura en la columna desde la que se domina la zona de trabajo. El asiento para el operador lleva una protección o quitamiedos para mayor seguridad del mismo.

27.9 Otros Servicios de Abordo

En muchos barcos se usan ya bombas de baldeo o sentina accionadas por sistemas hidráulicos, lo cual da la ventaja de poder instalarlas en cualquier lugar de la sala de máquinas, incluso sumergidas.

También hay alternadores y dínamos, así como compresores de frío, movidos hidráulicamente.

El uso de la hidráulica para efectuar estas operaciones ofrece muchas ventajas, ya que además de ahorrar espacio, evita los problemas que la humedad y el agua salada producen en los sistemas eléctricos.

## SEXTA PARTE - DISPOSICION DE CUBIERTA

La disposición de cubierta en un barco de pesca, depende principalmente del método de pesca que va a realizar. La disposición básica es casi la misma en los barcos del mismo tipo, pero varía de acuerdo con las condiciones de pesca, usos y costumbres de la zona en la que se encuentra situado al puerto base, de acuerdo con las tendencias del diseñador del barco o bien por exigencias del armador del barco o del patrón de pesca.

Los principales métodos de pesca en los cuales se utiliza maquinaria hidráulica son los siguientes:

- arrastre,
- cerco,
- redes de enmallar,
- palangre,
- nasas,
- pesca combinada o polivalente.

A continuación se da una breve reseña de las disposiciones típicas de cubierta y de la maquinaria que usa normalmente cada uno de los diferentes tipos de barco indicados y se acompaña un diseño del circuito hidráulico de la misma instalación, con una corta descripción de su funcionamiento.

Estas disposiciones, circuitos y esquemas son genéricos, sólo sirven para dar una idea. Existen muchas variaciones sobre estos mismos temas. Además cualquiera de los circuitos que se muestran pueden ser realizados de varias maneras diferentes, o al menos con distintos componentes. Quede pues bien claro que son dados únicamente a título de referencia.

En el circuito que aparece en la Figura 123, se dan todos los datos, referentes a componentes y tubos que serían necesarios para montar y poner en marcha la instalación. Normalmente se simplifica la información dando la marca y la referencia del componente. Sin embargo, no se debe olvidar que cuanta más información proporcione el esquema, menos preguntas serán necesarias, tanto a la hora de realizar la instalación como en el momento de operarla y repararla posteriormente.

## 28. ARRASTRE

No vamos a realizar aquí una descripción de la pesca de arrastre, sino de la disposición de cubierta que adoptan los barcos de arrastre más comúnmente utilizados y que son:

- arrastreros por popa (fondo),
- arrastreros por popa con güinches partidos o maquinillas "split" (fondo y pelágica),
- arrastreros de camarón con tangones (fondo).

Dejaremos de lado los arrastreros de costado, sistema muy anticuado, aunque aún queda algún viejo barco pescando con esta modalidad; y el arrastre por parejas que aunque es todavía utilizado, no es significativo el número de barcos que lo realizan.

### 28.1 Arrastreros por Popa (Fondo)

Una embarcación pequeña presenta la disposición de cubierta más simple de todos los arrastreros, lleva sólo una maquinilla o güinche con un cuerpo central, normalmente la caja de reducción, y dos tambores laterales para alojar el cabo real y las malletas, más dos cabirones en los extremos del eje principal para maniobras auxiliares.

Este güinche o maquinilla de arrastre era, hasta hace poco tiempo, accionado mecánicamente por medio de correas y transmisiones. Ahora, en los países desarrollados, quedan muy pocos con ese tipo de accionamiento. A casi todos se les ha adaptado un sistema hidráulico.

La maquinilla o güinche puede ir situada en el barco en tres posiciones con respecto a la posición del puente de gobierno:

- puente a medio barco, con pasillos laterales. La maquinilla puede estar situada a proa del barco. Los cabos reales se dirigen directamente de los tambores a los pescantes de popa, salvando el puente por unos rodillos situados convenientemente, en las esquinas de proa del propio puente (ver Figura 119).

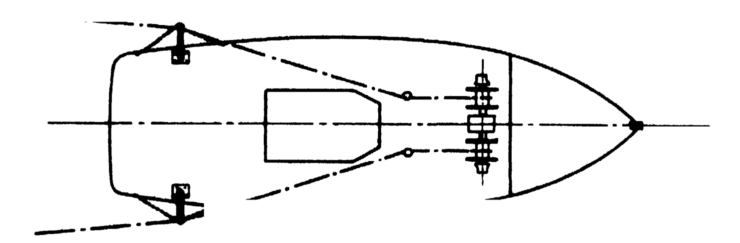


Figura 119 Puente a medio barco, con pasillos laterales, maquinilla situada a proa del barco

- Puente a medio barco, con pasillos laterales. La maquinilla se puede colocar junto al puente inmediatamente a proa. Los cabos reales salen de los tambores hacia una pasteca situada en frenté del tambor y sujeta en el mamparo del castillo de proa o bien a una torreta sujeta a cubierta, desde aquí cada cable se dirije a su roldana de borda correspondiente y ya sale directamente a la pasteca del pescante de popa (ver Figura 120).

- Puente a proa y güinche o maquinilla situada inmediatamente a popa del mismo. Los cables salen de los tambores directamente hacia las pastecas de popa o a través de unas pastecas altas colocadas en un mástil situado más a popa. La última disposición es la que aparece en la Figura 121. La tercera posición es la más racional porque el parque de pesca es suficiente largo y queda totalmente desempachado.

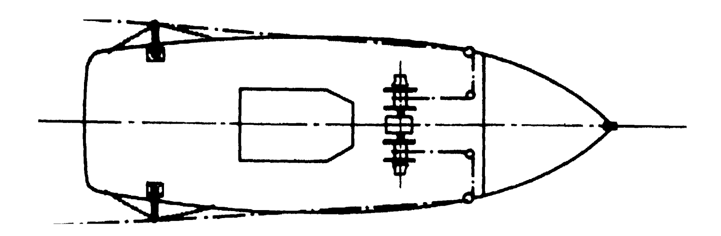


Figura 120 Puente a medio barco, con pasillos laterales, maquinilla situada junto al puente inmediatamente a proa

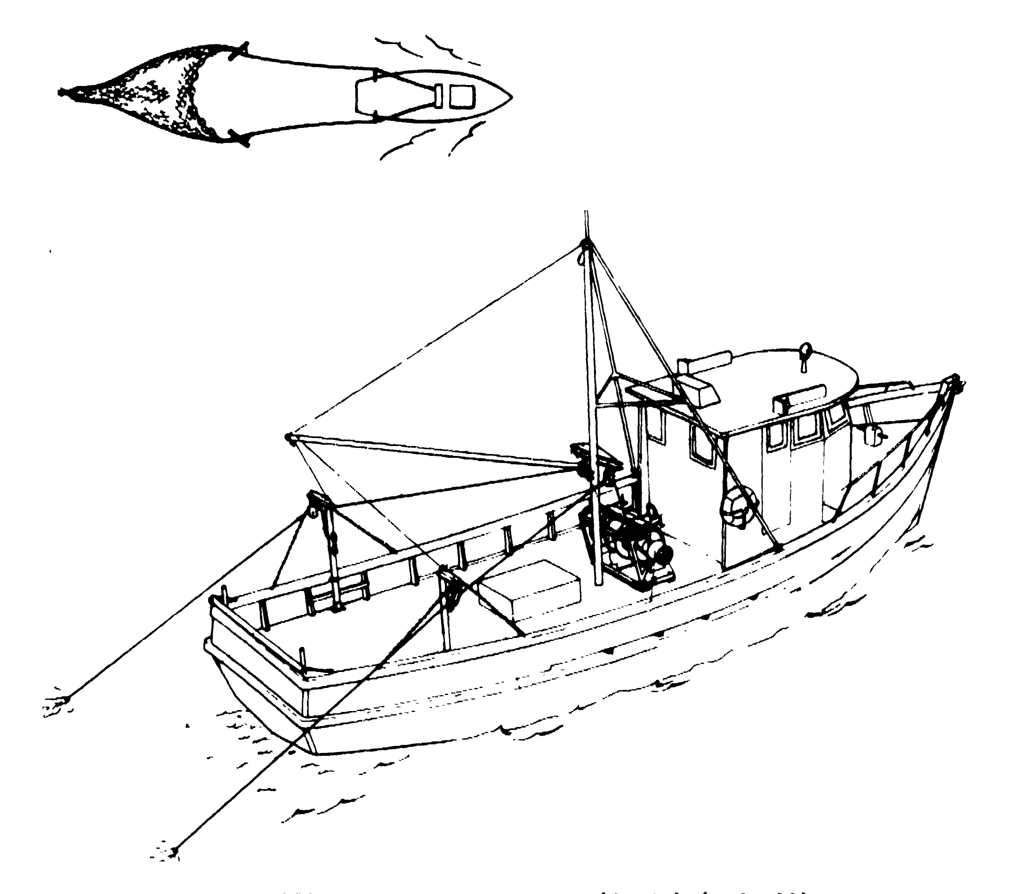


Figura 121 Arrastrero por popa (fondo) (Ref. 20)

Las Figuras 122 y 123 sirven para cualquiera de los tres casos y en ellas aparece una perspectiva de la instalación y el esquema hidráulico correspondiente a la perspectiva.

<u>Descripción de funcionamiento</u>

Una vez que hayamos comprobado el nivel del tanque de aceite y la posición de la palanca del distribuidor, que deberá estar en la posición central, podremos proceder a accionar el embrague de la toma de fuerza del motor principal. Al accionar el embrague hacemos girar el eje de la bomba hidráulica que aspirará aceite del tanque y lo impulsará hacia el distribuidor del güinche o maquinilla. Como éste estará en posición neutra, el aceite seguirá su recorrido hasta el tanque a través del filtro de retorno.

Al accionar la corredera del distribuidor, por medio de la palanca de mando, haremos que el aceite se dirija hacia el motor que acciona la caja reductora del güinche o maquinilla y éste comenzará a girar.

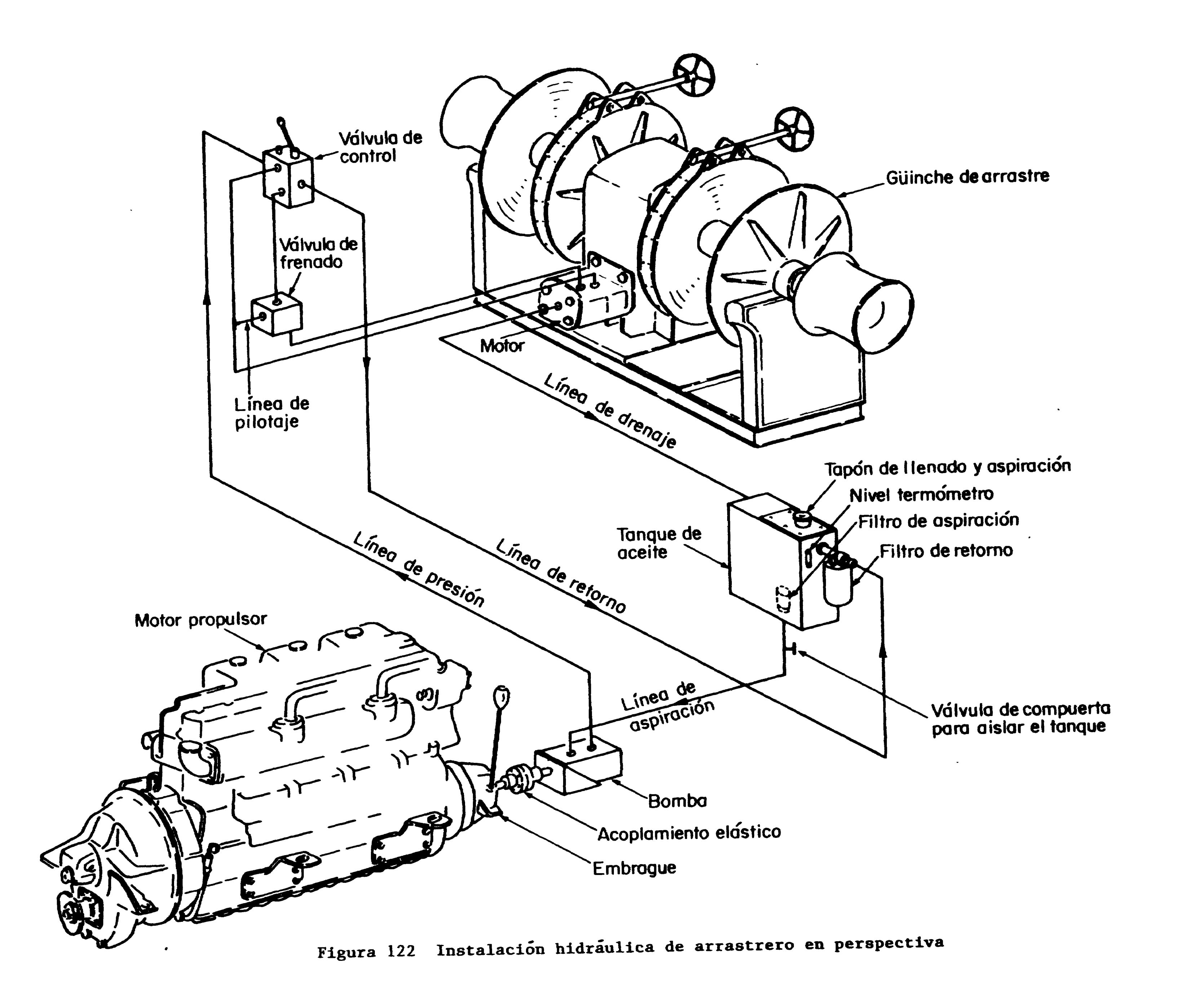



Figura 122 Instalación hidráulica de arrastrero en perspectiva

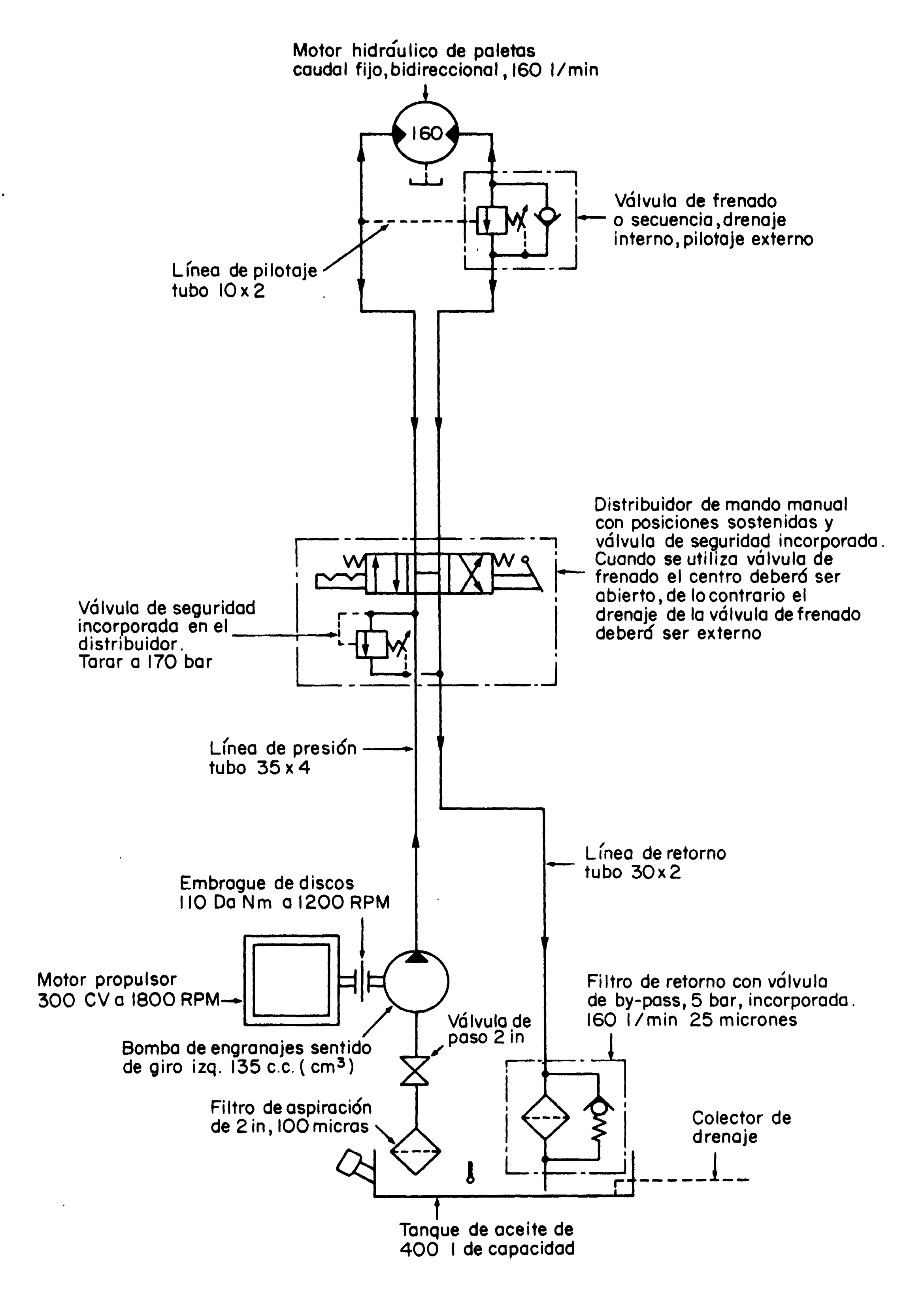



**Figura 123 Esquema hidráulico de maquinilla o güinche de arrastre**

El giro será en el sentido de izar o arriar, de acuerdo con la posición de la palanca de mando del distribuidor.

El aceite que sale del motor, a través del distribuidor y del filtro de retorno, volverá al tanque para reiniciar su circuito.

En caso de que la fuerza que queremos realizar con la máquina fuera superior a la prevista, la presión subiría por encima de la presión de taraje de la válvula de seguridad, que se encuentra en el distribuidor. Automáticamente la válvula de seguridad se abre y comunica la línea de presión con la de retorno, dejando el motor sin alimentación, por lo que éste se para. Cuando la fuerza disminuye, la válvula se cierra y el motor sigue girando.

El funcionamiento de la válvula de frenado o de control de bajada de carga está explicado en el punto 6.2.

28.2 Arrastreros por Popa con Güinches Partidos o Maquinillas "Split" (Fondo y Pelágica)

Estos barcos son el tipo de arrastrero más moderno y han sido concebidos y desarrollados gracias a la contribución de la hidráulica. Muchos de los arrastreros que se construyen hoy día, entre los 20 y 30 metros de eslora, tienen una disposición de cubierta parecida a la que mostramos en la Figura 124.

Las máquinas partidas pueden estar situadas más a proa y el tambor de la red en la misma cubierta o bien más a popa y el tambor de red más elevado.

También puede suceder que en vez de un tambor de red lleve dos o tres, que serán convenientes cuando el barco pesque con red de fondo y pelágica, durante la misma marea.

En estos barcos los mandos de las máquinas suelen estar centralizados en un panel en el interior del puente con visión de la maniobra a popa. El mando de las máquinas se realiza entonces por el control remoto. En los ejemplos que se muestran aquí, no aparece el sistema de control remoto, para no complicar el dibujo más de lo que está. Aparece también un molinete de anclas porque en barcos de más de 20 metros, ya es exigido su uso por las regulaciones marítimas estatales o por las sociedades clasificadoras (ver Figuras 124, 125 y 126).

Descripción del funcionamiento

Una vez comprobado que las posiciones de las palancas de mando de los distribuidores están en la posición de parado y de que el nivel del tanque es correcto, se embraga la bomba triple. Los dos primeros cuerpos de esta bomba serán exactamente iguales para que los dos güinches partidos funcionen totalmente sincronizados.

Estos dos primeros cuerpos de la bomba alimentarán cada uno de los motores de las maquinillas "split" a través de un distribuidor de mando. Uno de estos distribuidores, cualquiera de ellos, está construido de tal manera que el aceite que entra por el orificio de presión sale directamente por otro orificio situado en el cuerpo, cuando la palanca está en posición neutra, lo que permite que el aceite sea utilizado en otro aparato situado a continuación. En este caso el distribuidor se dice que tiene continuación de presión. Cuando el distribuidor es accionado el aceite se dirige al motor en uno u otro sentido y regresa al tanque a través del orificio normal de retorno. Si la palanca no está en la posición neutra quiere decir que estamos accionando el güinche en uno u otro sentido. En este momento el tambor no puede funcionar porque el aceite es enviado directamente al tanque. En la maniobra de pesca no se utilizan el güinche y el tambor simultáneamente.

En el caso presente tenemos un distribuidor, de uno de los güinches partidos, con continuación de presión que nos permite accionar el tambor de red, por medio de su correspondiente distribuidor, normal en este caso.

El tercer cuerpo de la bomba alimenta el molinete de anclas.

Los retornos se reúnen todos en un colector y el aceite va al tanque a través del filtro. Los drenajes también se reúnen en un colector y son enviados al tanque sin pasar por ningún filtro que en algún caso pudiera hacer aumentar la presión de línea. Si esto ocurriera podrían reventar los retenes de los motores y en algún caso la propia carcasa de los motores.

28.3 Arrastreros de Camarón con Tangones

La disposición de cubierta de un arrastrero con tangones varía muy poco de una a otra, salvo en los barcos que han sido transformados para realizar este tipo de pesca.

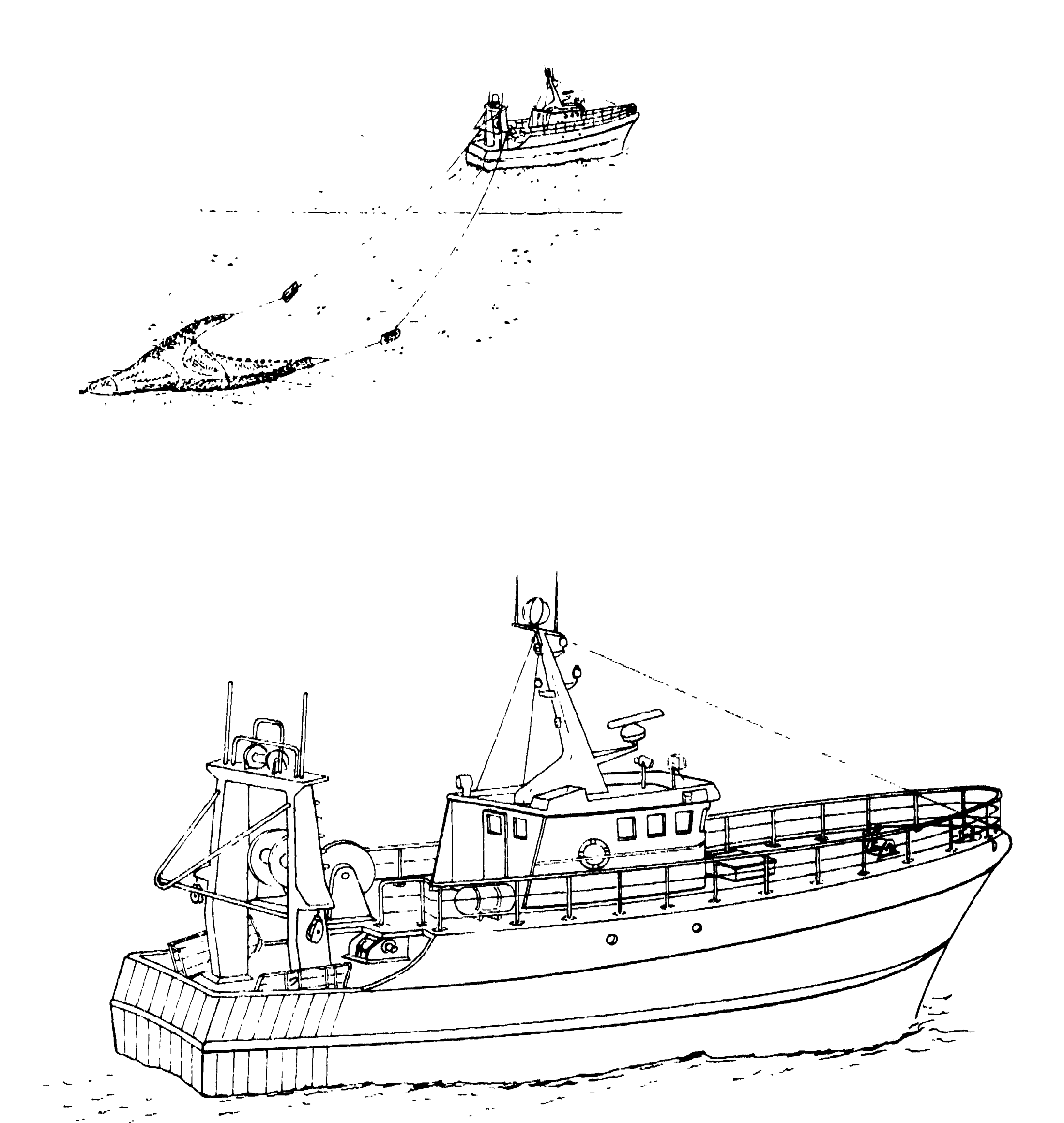


Figura 124  Arrastrero por popa con güinches partidos o maquinilla "split" (Ref. 20)

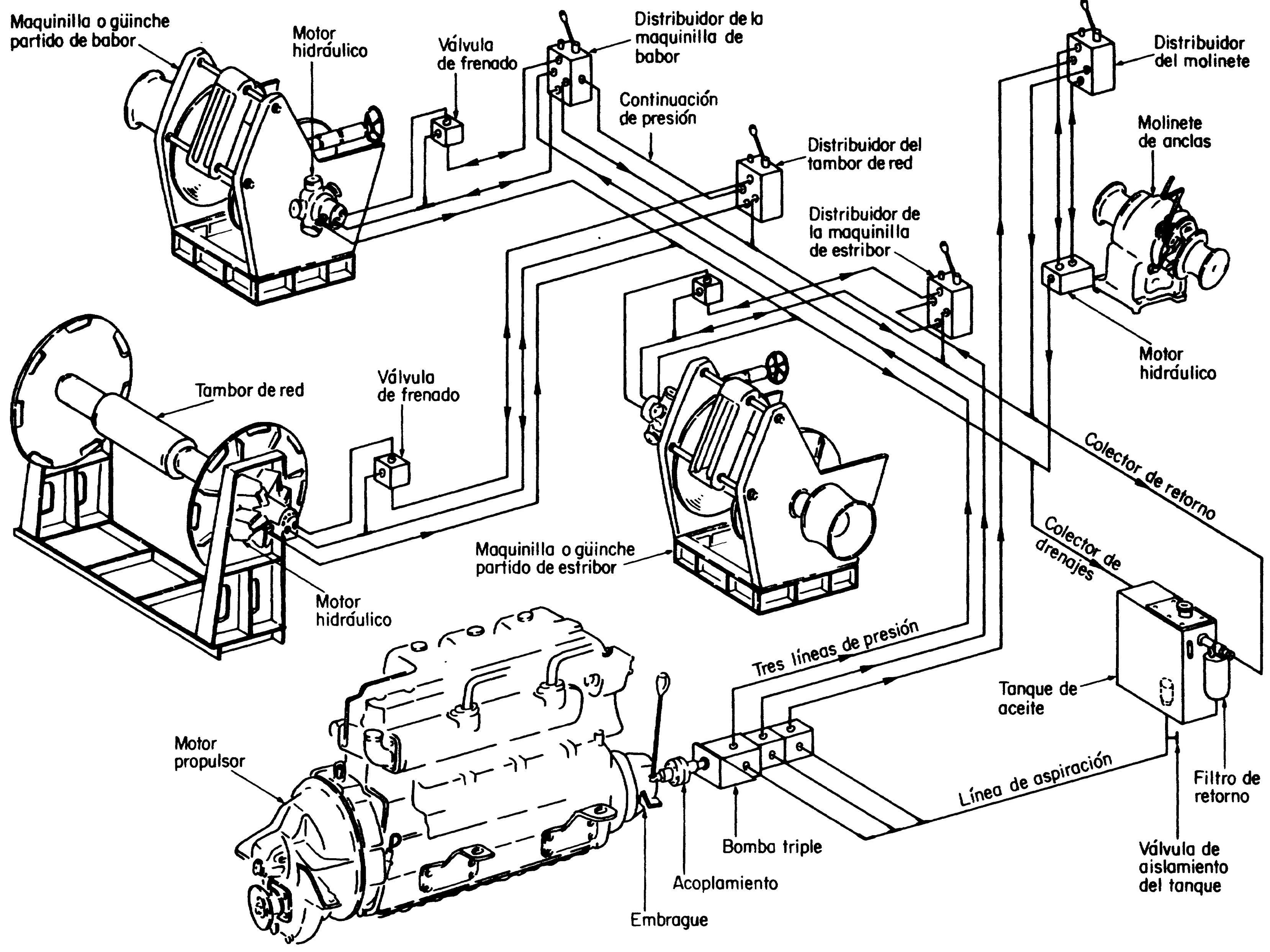



Figura 125 Instalación hidráulica con güinches partidos de arrastrero en perspectiva

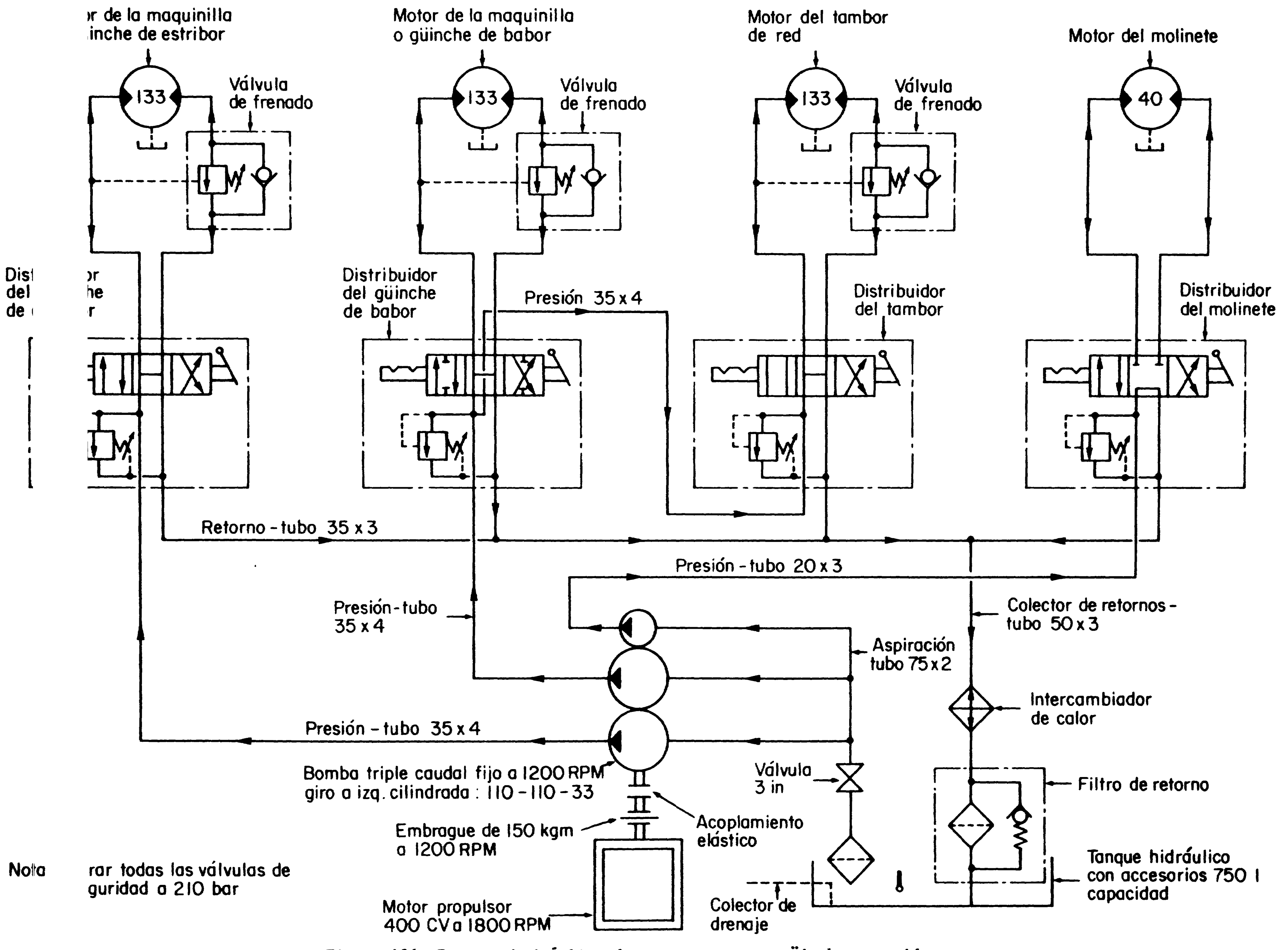



Figura 126 Esquema hidráulico de arrastrero con güinches partidos

Invariablemente el puente está situado a proa y la maquinilla o güinche se sitúa a continuación a popa, para dejar suficiente espacio de trabajo.

Cuando el güinche era accionado mecánicamente la máquina tenía los tres tambores paralelos, montados en el mismo cuerpo, para poder aprovechar el accionamiento. Actualmente, con la introducción de la hidráulica, la maquinilla o güinche principal, se construye con dos tambores paralelos, orientados para maniobrar cada uno un cabo real que llega de la pasteca situada en el extremo de cada tangón. El tercer tambor, que es utilizado para maniobrar el cabo de la red de prueba, se ha independizado y forma un güinche pequeño separado que se puede situar en diferentes lugares, con el objeto de facilitar la maniobra de la red de prueba.

En la Figura 127 el güinche de la red de prueba aparece situado a popa y recibe el cabo a través de un pescante situado en el costado. Bien, esa es una solución aunque existen otras muchas (ver Figuras 127, 128 y 129).

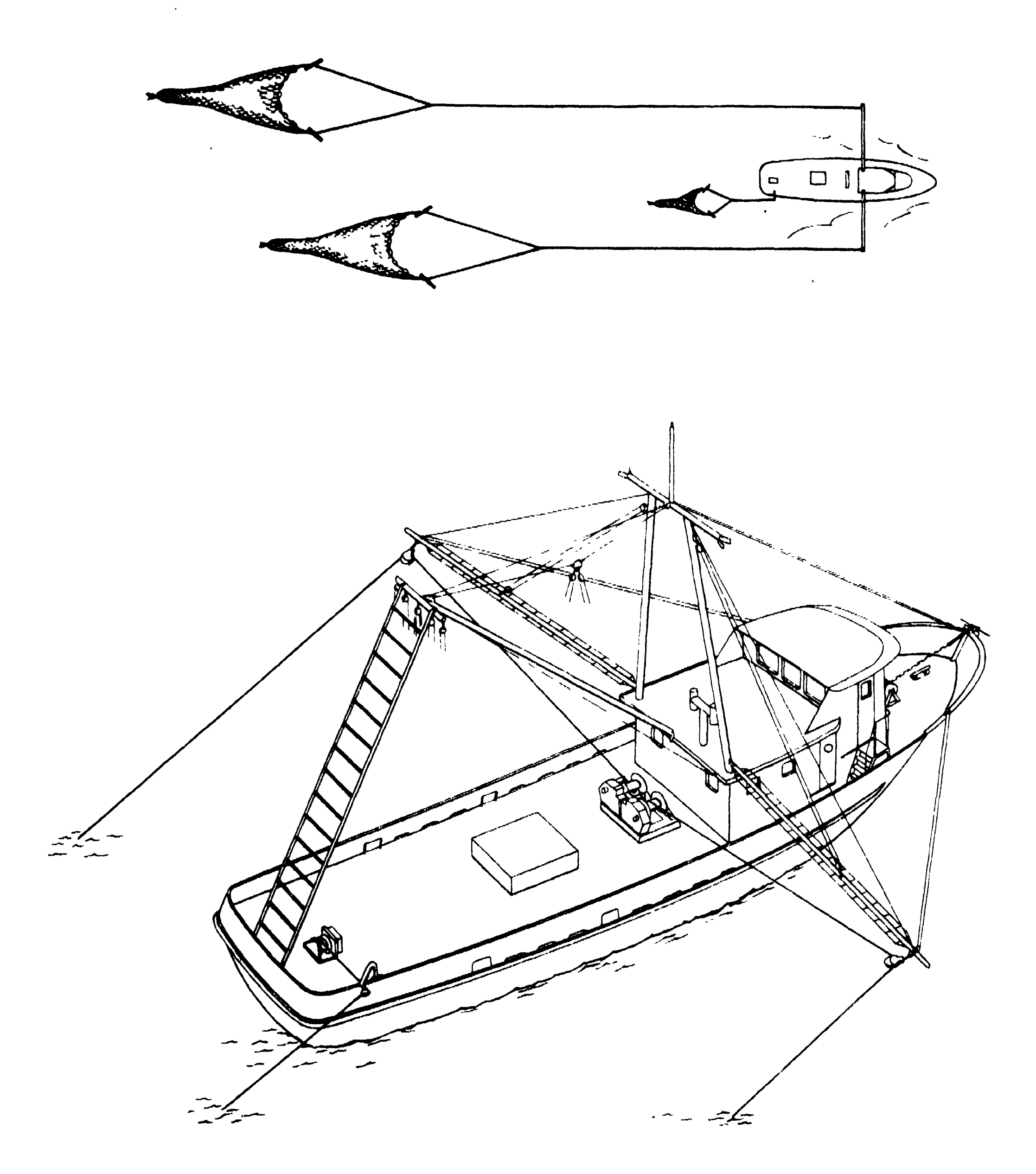


Figura 127 Arrastrero de camarón con tangones (Ref. 16)

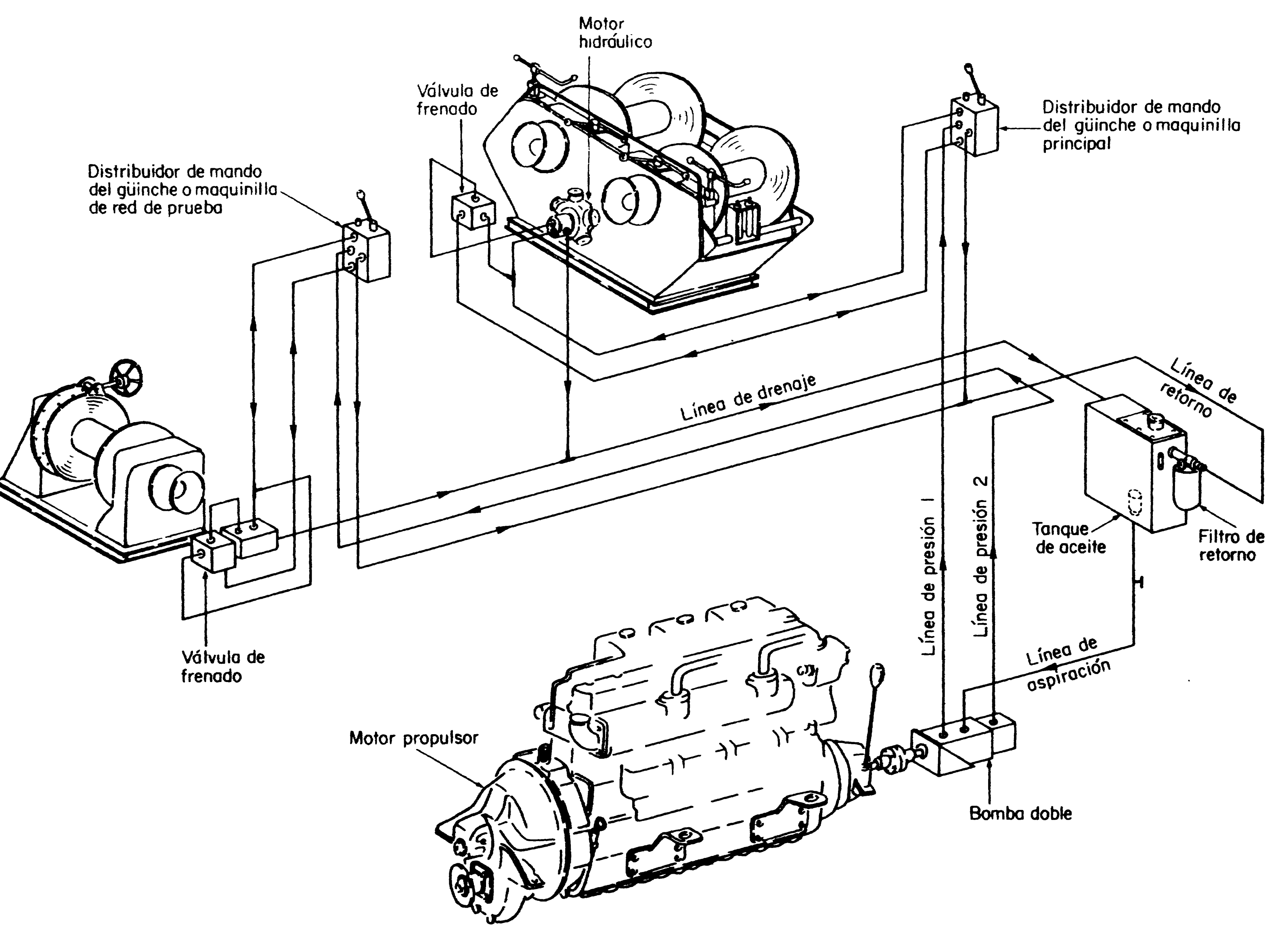



Figura 128  Instalación hidráulica de camaronero en perspectiva

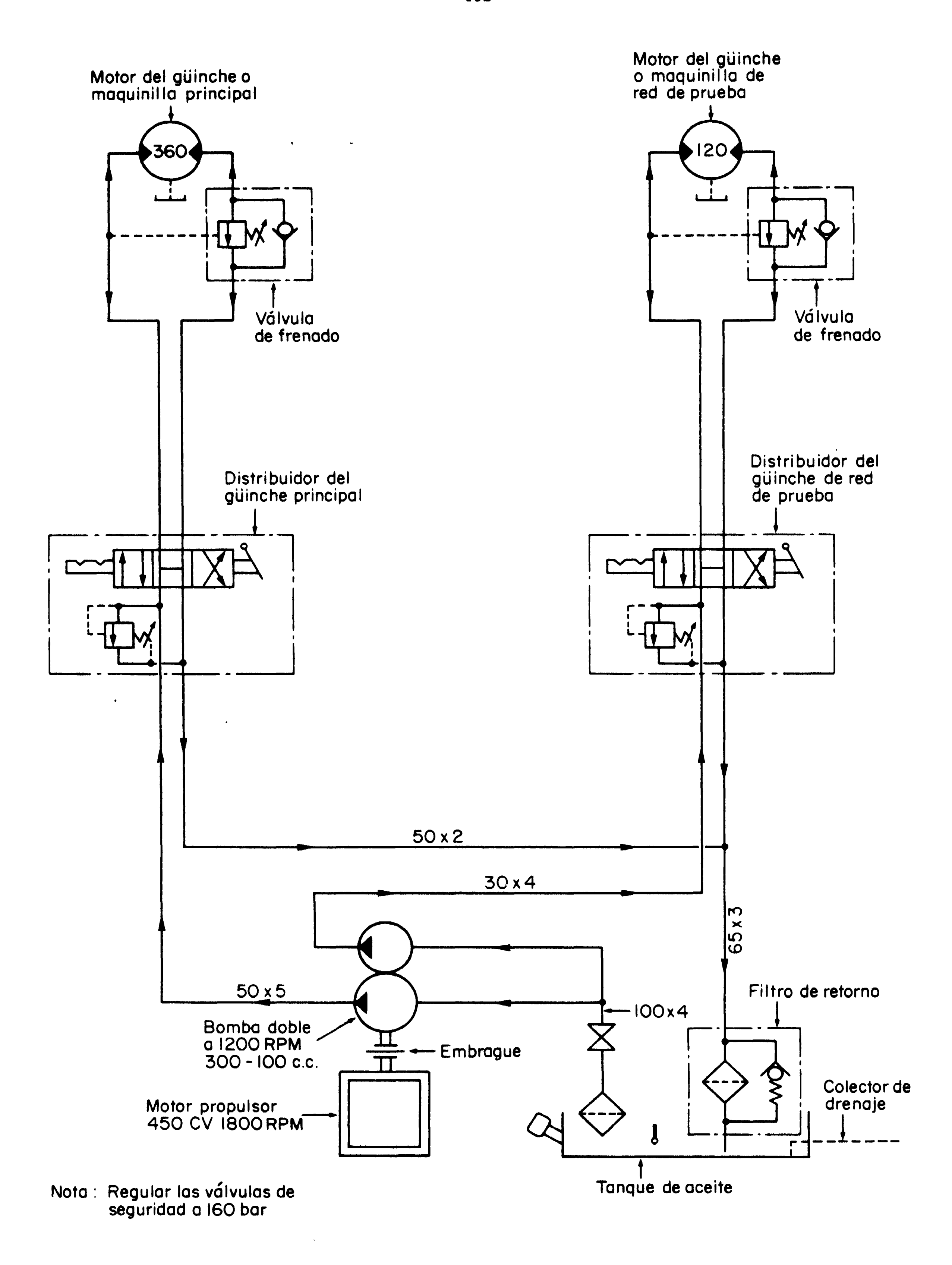



Figura 129 Esquema hidráulico de camaronero

Descripción de funcionamiento

Después de comprobar que las posiciones de las palancas de los distribuidores y de que el nivel de aceite en el depósito son correctos, embragamos la bomba doble que está acoplada al motor principal.

La bomba de mayor caudal alimenta el güinche o maquinilla de camarón a través del distribuidor. Cuando se acciona éste en el sentido de hacer que el güinche cobre el cable, el paso del aceite entre el distribuidor y el motor se realiza directamente a través de una válvula antirretorno, instalada en una válvula que llamamos de frenado. Cuando actuamos la palanca del distribuidor en sentido contrario, el güinche larga el cable, el aceite va del distribuidor al motor directamente y a la salida se encuentra con la válvula de frenado. La válvula de antirretorno está cerrada en ese sentido pero por la línea piloto, que viene del tubo por el que está entrando ahora aceite al motor, llega aceite que con muy poca presión desplaza la corredera de la válvula y hace que el aceite pase libremente de vuelta al tanque.

Cuando se está largando, el aparejo ejerce una fuerza sobre el güinche que puede llegar a hacer que el motor gire más rápido que lo que le permite el aceite que lo alimenta, por lo que en ese momento se convierte en bomba y, al no tener aceite que lo alimente, puede cavitar o hasta llegar a dispararse y agarrotarse por tal motivo.

La válvula de frenado evita este problema pues, al intentar dispararse, baja la presión en la línea de alimentación y la corredera cierra el paso del aceite, obligando a parar al motor. En la realidad estos movimientos no son bruscos pues las válvulas bien reguladas actúan con bastante suavidad.

La bomba de menor caudal alimenta la maquinilla o güinche de la red de prueba a través de un distribuidor. Los retornos y drenajes vuelven al tanque separadamente.

En el caso presente la maniobra de cada red se realiza totalmente independiente una de otra, es decir, cuando se está izando una red el tambor de la otra permanece frenado y desembragado.

29. CERCO

Existen varias disposiciones de cubierta para efectuar la pesca de cerco; las cuatro principales son:

(a) La nórdica, que tiene el puente a popa y recoge la red a proa aunque la red es estibada en una plataforma elevada, situada detrás del puente.

Para esta maniobra utilizan un güinche o maquinilla de tambores múltiples, situado a proa del puente, puesto que la jareta que utilizan es de acero; además un halador "triplex" colocado en la borda de estribor, a la altura del puente y un rodillo transportador de red, a popa (ver Figura 130).

(b) La portuguesa, que utiliza barcos de madera de poco calado y poca estabilidad, llamados "traineiras". En estos barcos el puente va colocado en el medio y la maniobra se realiza repartiendo la mitad a proa y la mitad a popa.

A proa se coloca el güinche de cabirones y unas enormes bobinas para enrollar la jareta, que es de nylon o polipropileno. A popa se coloca el halador "triplex" y algunos barcos llevan rodillo transportador. También algunos barcos han comenzado a usar rodillo de borda. De todas maneras, tanto el barco como el sistema son anacrónicos y están condenados a desaparecer.

(c) La americana, que tiene el puente a proa y la maniobra se realiza toda a popa, donde la cubierta queda libre para trabajar. Para esta maniobra se utiliza un güinche o maquinilla de tambores, paralelos o no, múltiple, para enrollar los calones y la jareta de acero, un halador suspendido de un palo de carga (últimamente se está utilizando cada día más una grúa hidráulica) y una maquinilla o güinche de amantillo y un molinete dependiendo del tamaño del barco.

Este sistema es el más racional de todos ellos y el que está difundido más ampliamente a nivel mundial (ver Figuras 132, 133 y 134).

(d) Existe aún otro sistema muy interesante y es el de la costa del Pacífico, norte de Estados Unidos y Canadá. Según esta disposición el puente se sitúa a proa y a popa lleva un tambor para enrollar la red de cerco, montado sobre una plataforma giratoria. La jareta de acero se vira por medio de un güinche o maquinilla de tambores múltiples. Con este sistema se consigue realizar la maniobra en tiempo record y sin apenas personal. La única desventaja es la limitación de las dimensiones de la red, al tamaño del tambor.

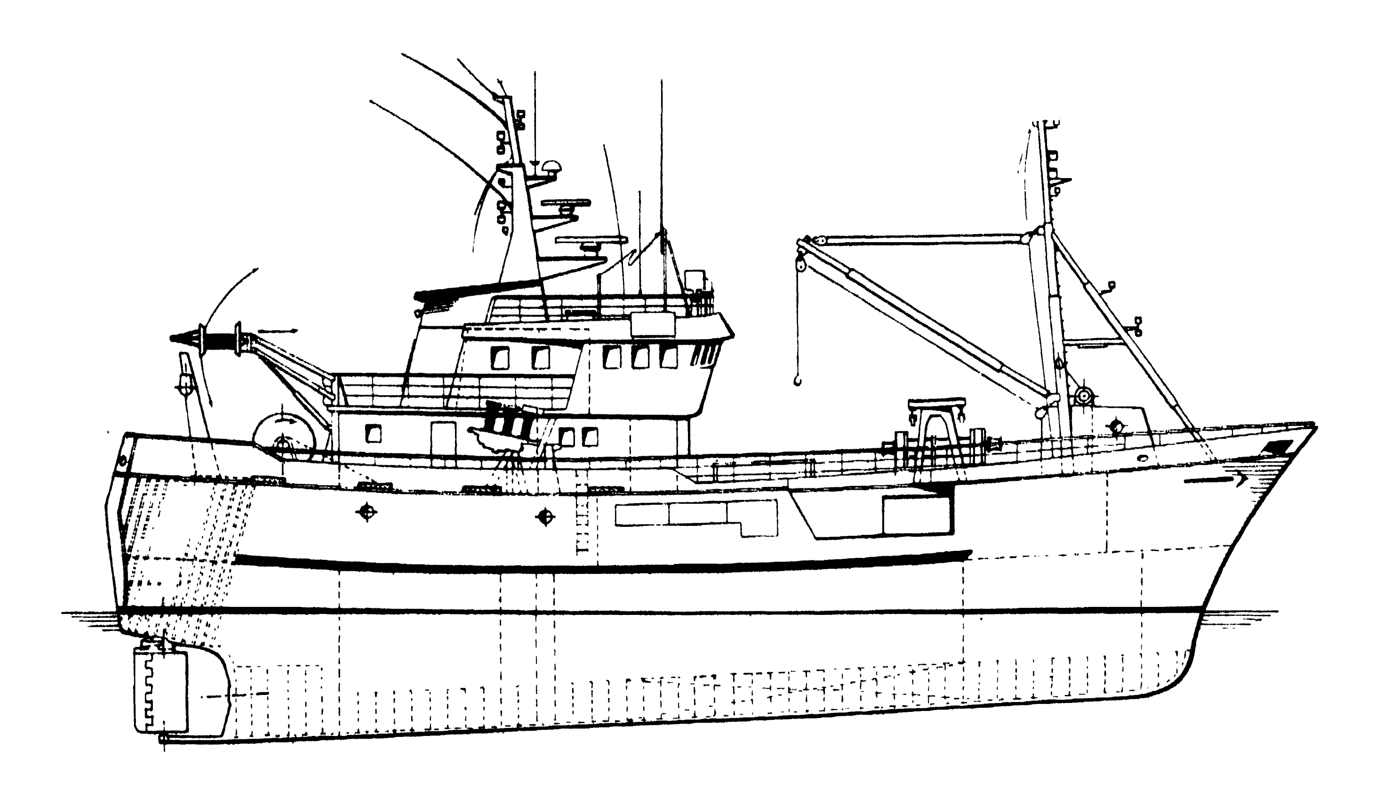


Figura 130 Sistema nórdico de cerco (Ref. 21)

Lógicamente la red tiene una forma un poco diferente de la rectangular de todos conocida, pues está adaptada al sistema.

Con esta maquinaria, esta disposición de cubierta y esta red, se pueden efectuar tres lances en el tiempo que los otros sistemas emplean para realizar uno; y no solamente eso, sino que emplea la mitad de personal que el sistema americano con power block o el nórdico con triplex y la cuarta parte que el sistema portugués.

Este sistema no es adaptable, es decir, no conviene instalarlo en un barco ya construido, el barco tiene que ser construido especialmente para este tipo de pesca.

Es muy difícil convencer a un pescador para que cambie su sistema de pesca habitual, por muchas razones, sin embargo, en el caso de la pesca de cerco con tambor de red, convendría darle una atención más esmerada, puede ser la solución del futuro con sólo unas pequeñas adaptaciones (ver Figura 131).

Descripción de funcionamiento

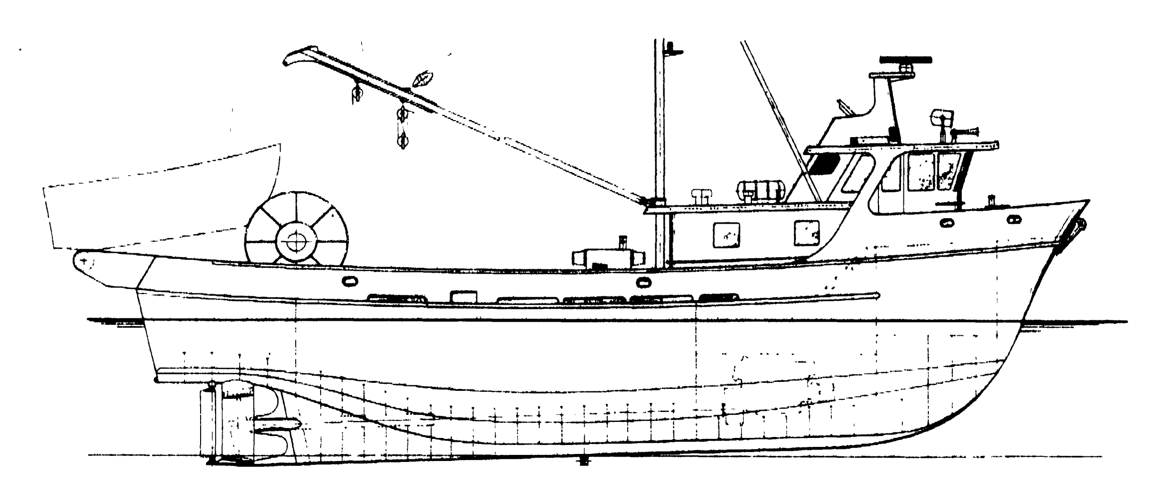
La bomba triple alimenta con el primer cuerpo el motor del güinche o maquinilla de cerco, a través del distribuidor, al salir del motor pasa por el distribuidor de nuevo en dirección al tanque, a través del filtro de retorno.

El segundo cuerpo de la bomba alimenta al halador o "power block", también a través del distribuidor. Una vez el aceite ha sido utilizado por el motor, regresa al tanque al unirse al aceite del primer cuerpo en la línea de retorno.

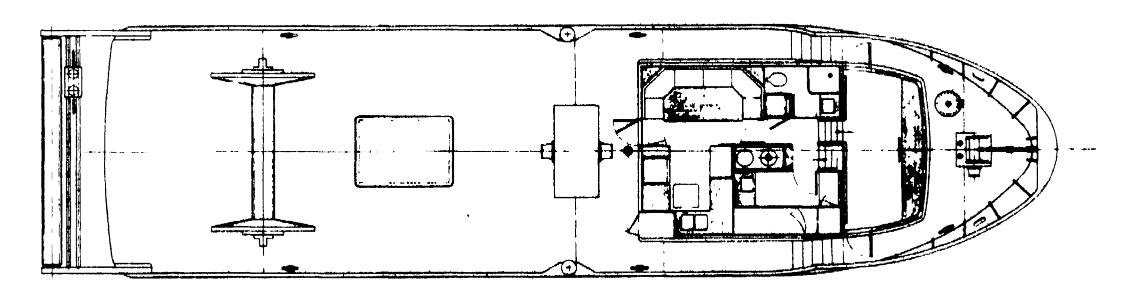
El tercer cuerpo que es el de menor caudal, alimenta el molinete a través de un distribuidor con continuación de presión, el cual permite pasar el aceite directamente al distribuidor siguiente, en este caso del amantillo, sin que los retenes del primero sean afectados por la presión del segundo.

En el momento en que actuamos el distribuidor del amantillo, estando en la posición central el del molinete, la presión del aceite actúa sobre el cilindro del trinquete, haciendo desbloquear el tambor. Dado que la uña del trinquete está encajada en el tambor, impidiendo la caída de la carga, para poner en marcha el amantillo habrá que accionar el distribuidor primero en el sentido de subir

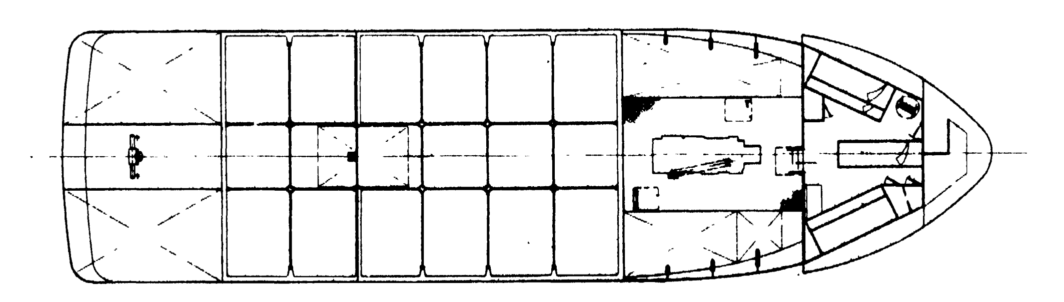
(aunque se quiera bajar), para desbloquear el trinquete, después el motor del güinche o maquinilla de amantillo es frenado por la válvula de frenado, impidiendo la caída libre de la carga. Cuando se coloca el distribuidor en la posición central, la válvula de frenado mantiene la carga el tiempo suficiente para que el resorte del cilindro del trinquete coloque la uña de retención en su posición de trabajo.



PERFIL



CUBIERTA PRINCIPAL



SECCION BAJO LA CUBIERTA PRINCIPAL

Figura 131 Sistema de cerco del Pacífico norte (Ref. 25)

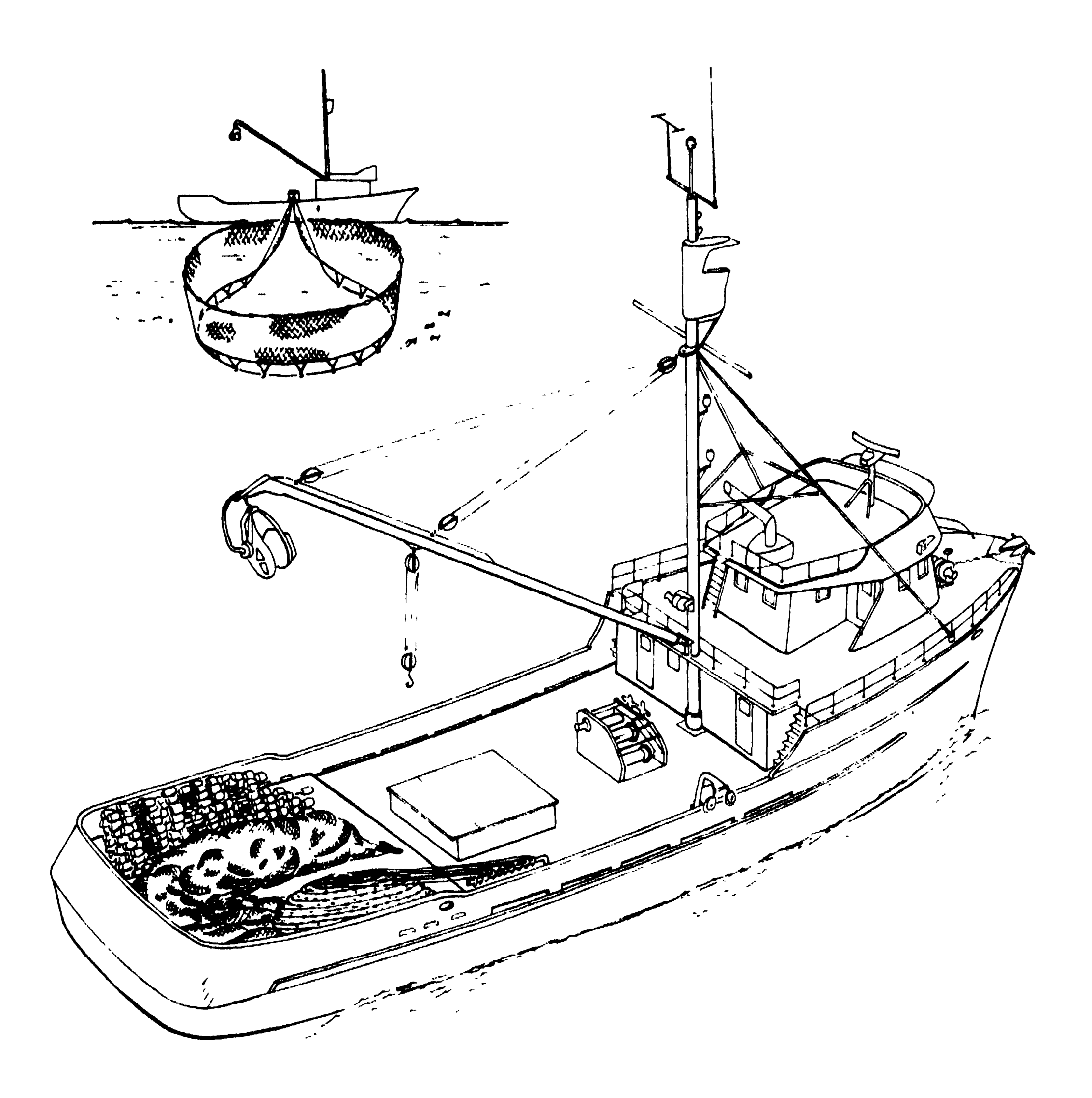


Figura 132 Sistema americano de cerco (Ref. 20)

Cada distribuidor está protegido con una válvula de seguridad.

Retornos y drenajes vuelven al tanque en sendos colectores.

## 30. REDES DE ENMALLAR

Existen varias disposiciones típicas de cubierta para los barcos que trabajan con redes de enmallar, desde el sistema islandés en barcos cerrados con una compuerta lateral, en la amura, para izar las redes y una a popa para largarlas, hasta el sistema portugués que utiliza barcos nodriza que acarrean 6 a 8 pequeños barcos de aluminio, de unos 8 metros de eslora.

Sin embargo la disposición más común en pequeños barcos, es la que mostramos aquí, en la Figura 135.

Como ya quedó indicado en la Parte Segunda, existen muchos modelos diferentes de haladores de redes de enmallar. El que aparece en la Figura 136, es uno de los más comunes, sin embargo el circuito y el esquema hidráulicos que aparecen en las Figuras 136 y 137 son similares en casi todos ellos.

Descripción de funcionamiento

Dado que el motor propulsor es de bajas revoluciones, se necesita una caja multiplicadora de relación 3:1, con el objeto de que la bomba dé 1 500 RPM, cuando el motor gire a 500 RPM.

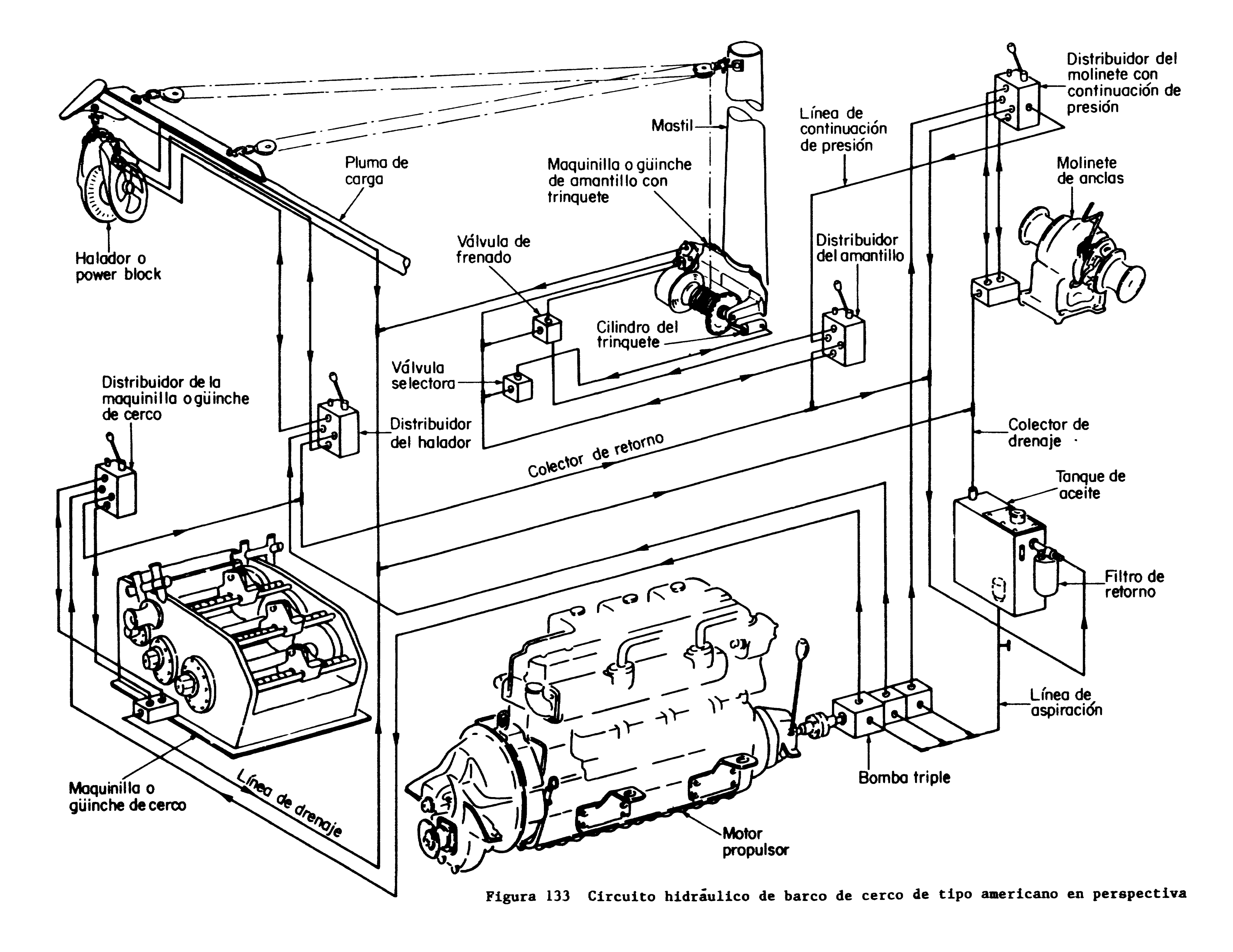



**Figura 133 Circuito hidráulico de barco de cerco de tipo americano en perspectiva**

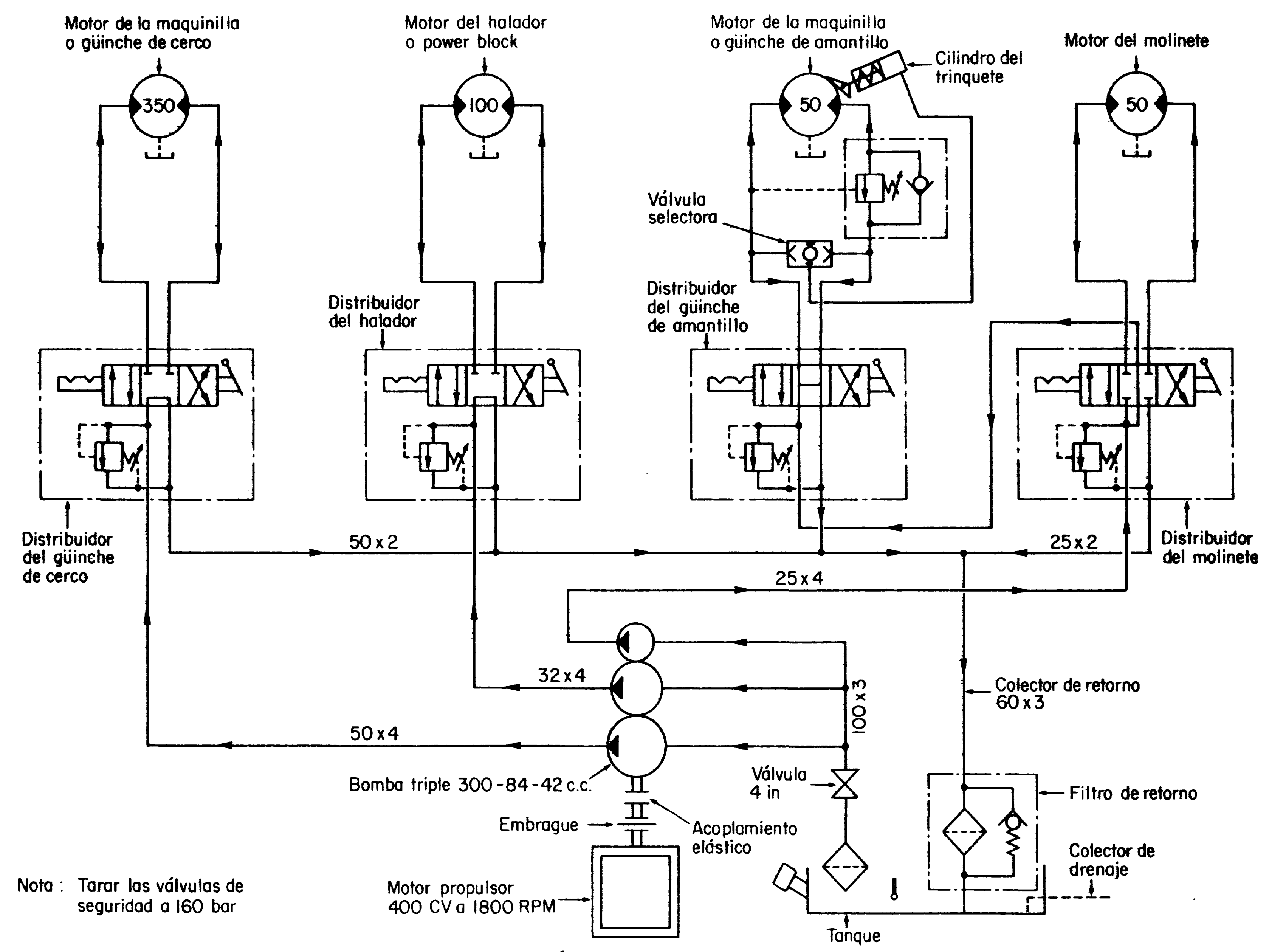



Figura 134 Esquema hidráulico de un cercador de tipo americano

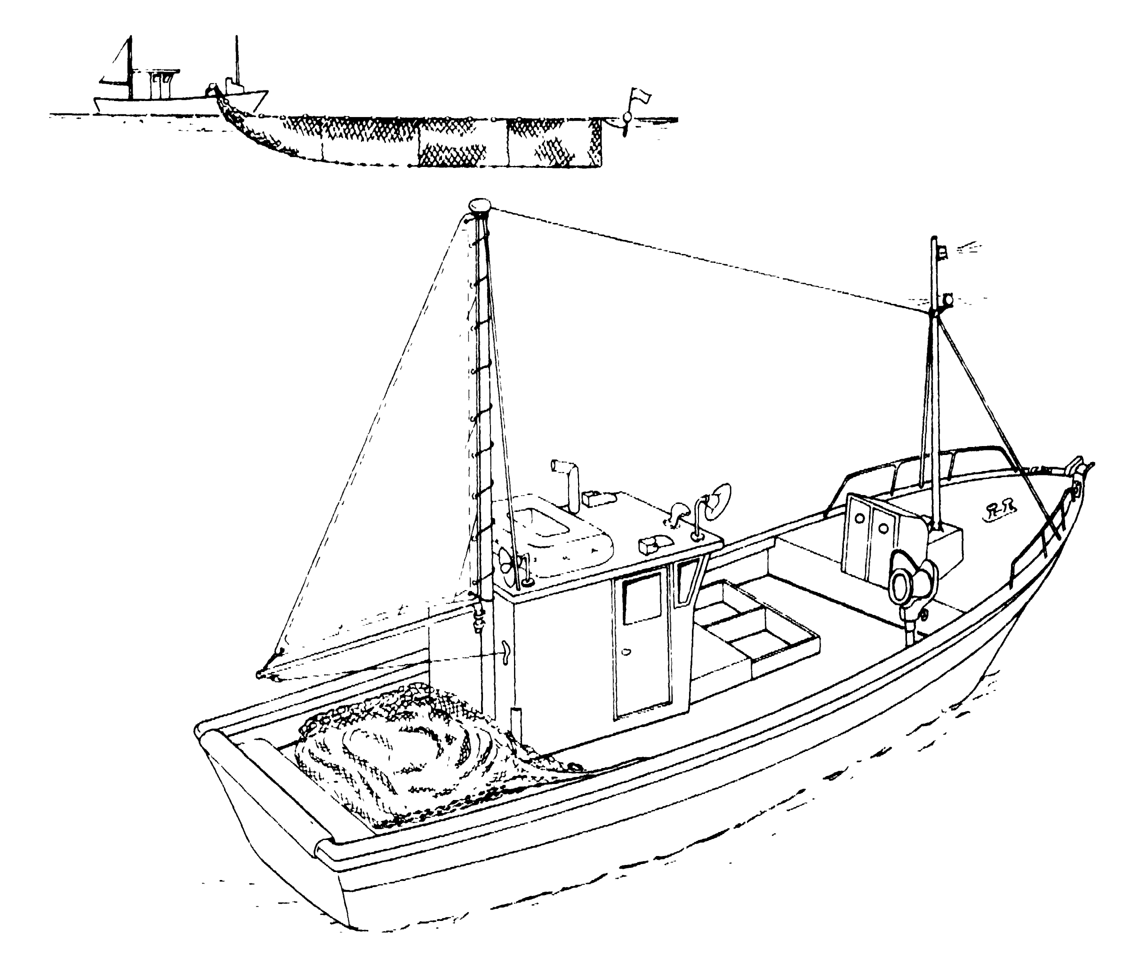


Figura 135 Barco de redes de enmallar (Ref. 20)

Entre el motor propulsor y la caja multiplicadora hay un embrague para aislar el circuito hidráulico. Cuando se acciona el embrague se acciona la bomba a través de la caja multiplicadora. La bomba impulsa el aceite hacia el motor, a través del distribuidor. Si éste está en la posición central, el aceite regresa al tanque después de pasar por el filtro.

En este tipo de instalaciones el distribuidor suele ser de corredera rotativa para permitir un cierto control de velocidad en el halador. Cuando se utiliza la corredera rotativa para controlar la velocidad, durante un espacio de tiempo prolongado, puede dar lugar a calentamiento excesivo del aceite, por lo que conviene vigilar la temperatura, tocando de vez en cuando el tanque o los tubos, con la mano.

El distribuidor de corredera rotativa es un distribuidor normal, al que se le adapta un sistema mecánico que hace que la corredera se desplace en sentido longitudinal con un movimiento similar al de un tornillo que penetra en una tuerca. De esta manera, al no existir resortes que fuercen la posición de la corredera, ésta puede ser colocada en cualquier posición con lo que se consigue un cierto control de velocidad por estrangulación del paso de aceite.

## 31. PALANGRES

Las disposiciones de cubierta, para pescar con palangres, son cada día más y cada vez más sofisticadas. Desde el arcáico sistema de izar la línea con un halador de platos, o rodillos, o bien mordazas giratorias, como se utilizan en las costas gallegas, hasta los más complejos sistemas automáticos, de los que ya hemos hablado, de Mustad y Bjørjold.

Lo que sí es cierto, es que también se ha hecho constar que los sistemas automáticos no son versátiles, por lo que difícilmente pueden ser adaptados a otras especies de pescado o a otras zonas. Sin embargo, un sistema mixto, semi-automático, permite conseguir al mismo tiempo la versatilidad que no tienen los sistemas automáticos y la reducción de trabajo y esfuerzo personal que no tienen los sistemas del halador simple (ver Figuras 138, 139 y 140).

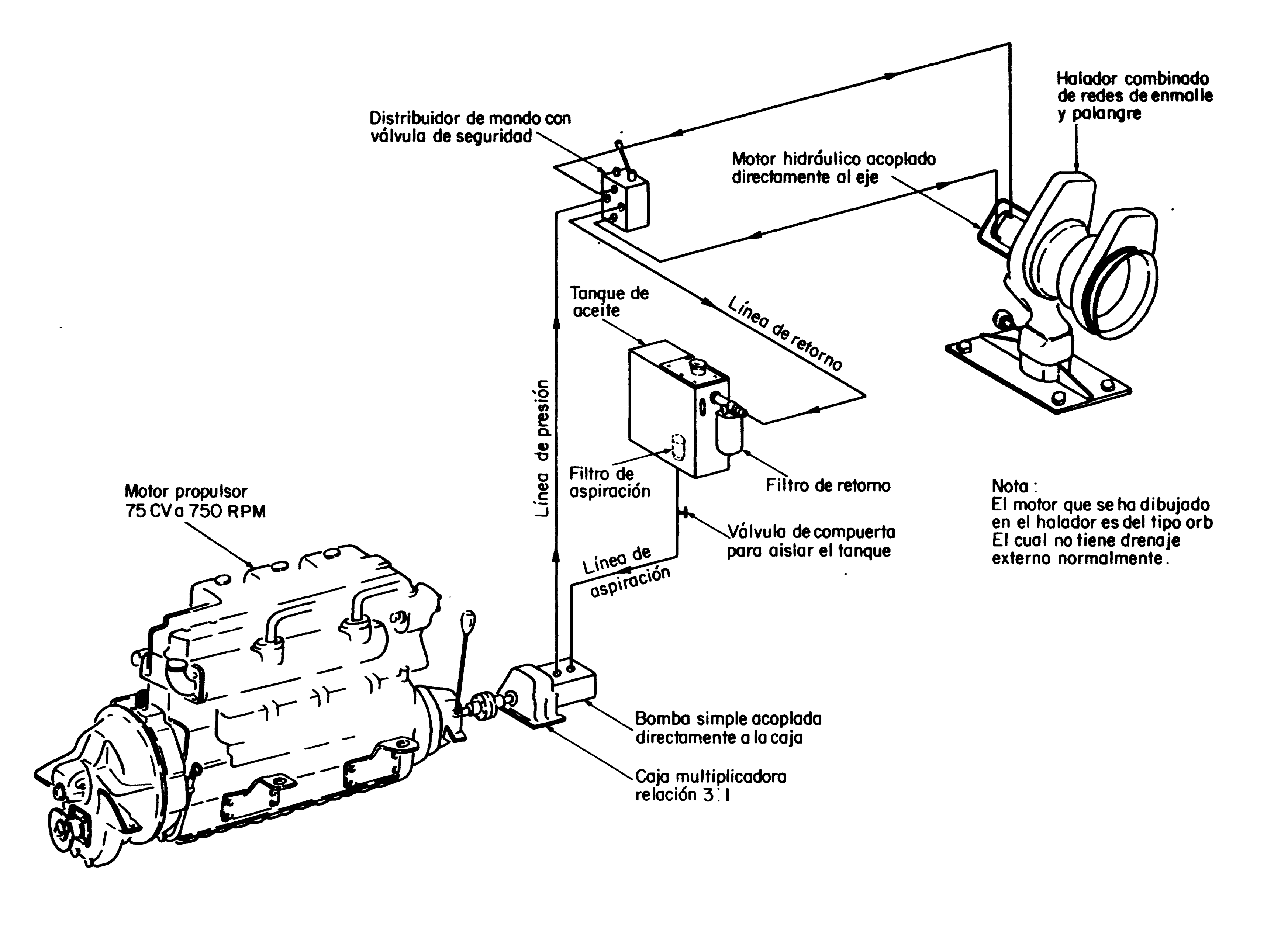



Figura 136 Perspectiva de un circuito hidráulico de un barco de red de enmallar y palangre

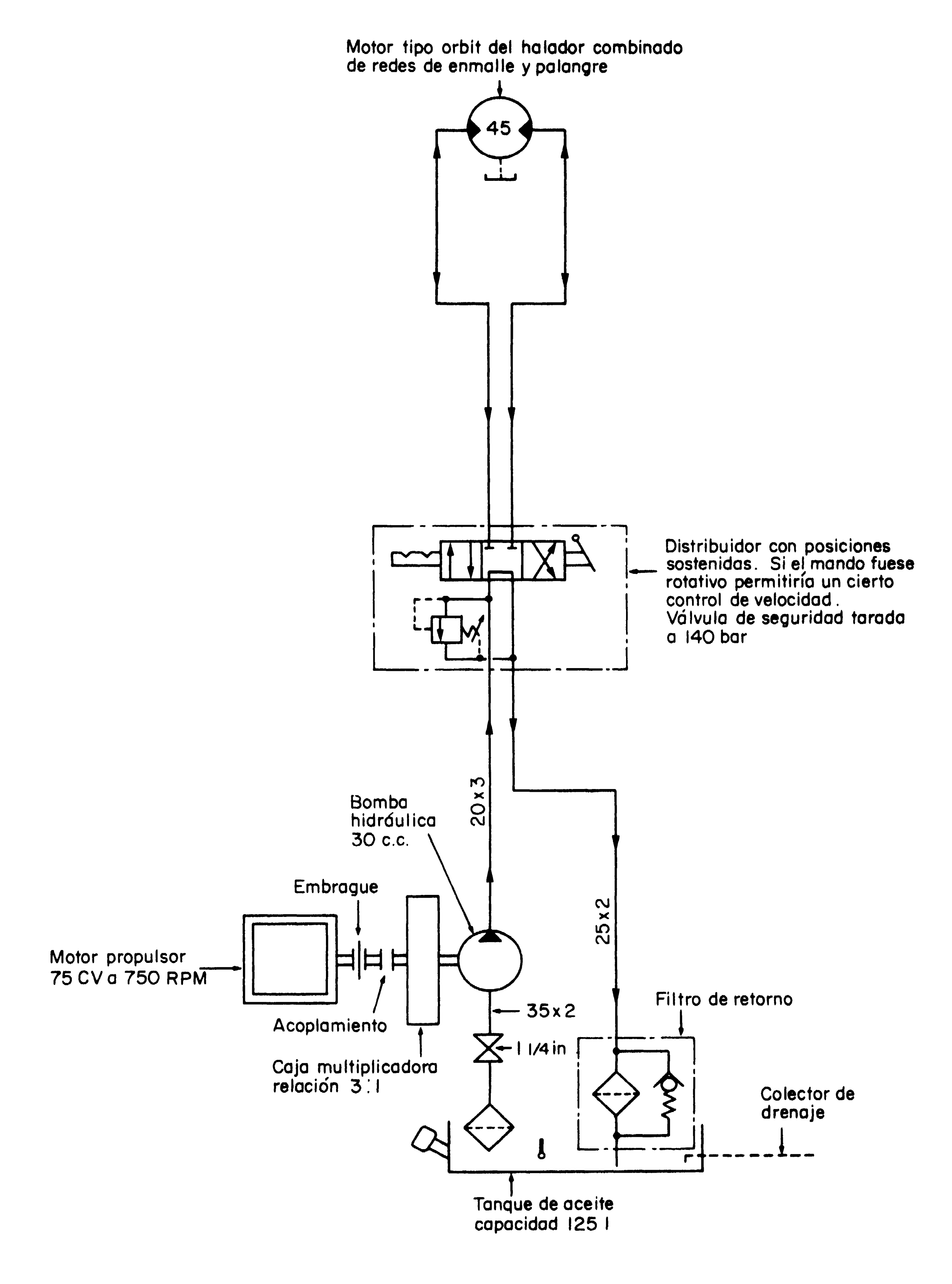



Figura 137 Esquema hidráulico de un barco de red de enmallar y palangre

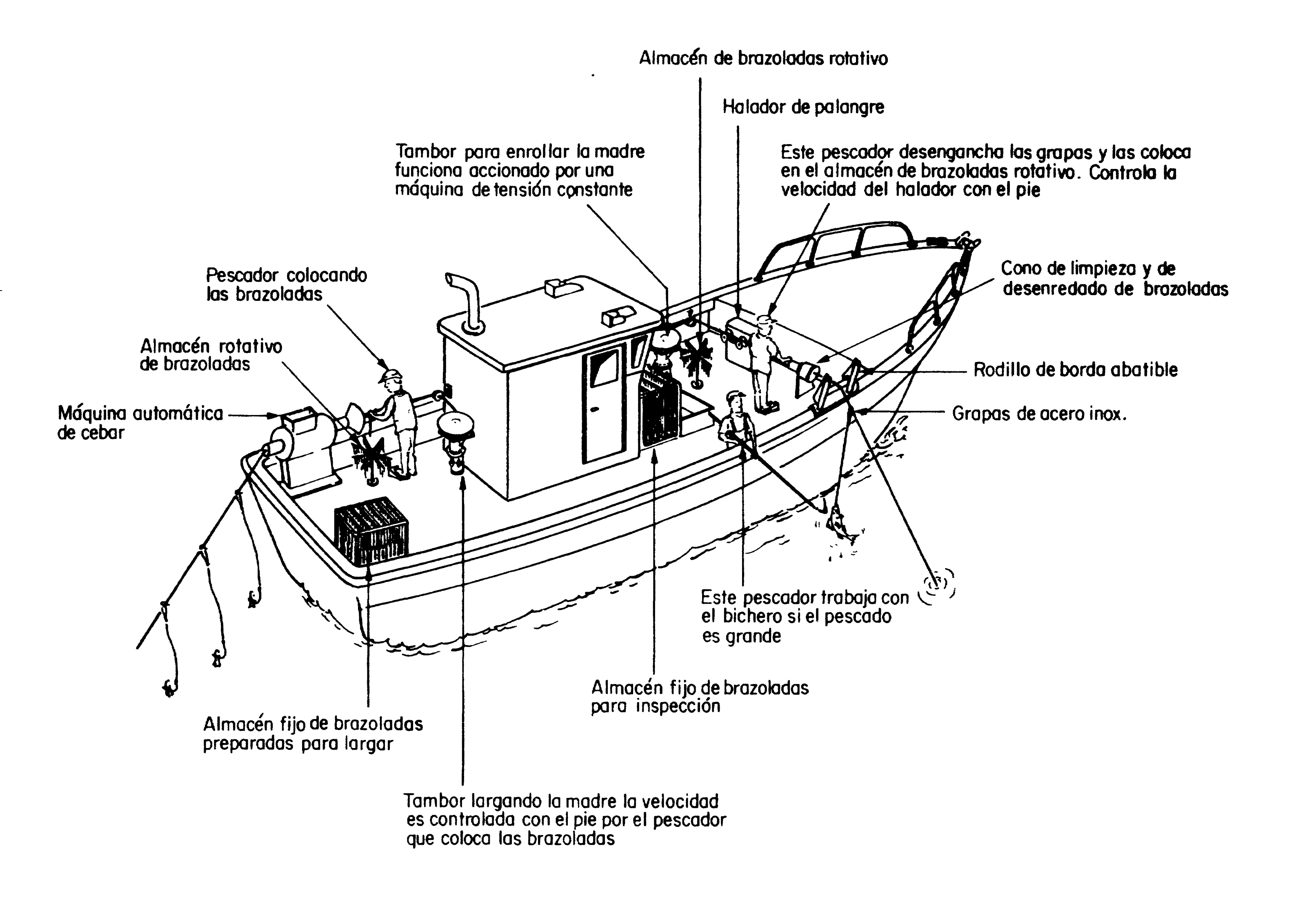



Figura 138 Sistema de palangre semi-automático

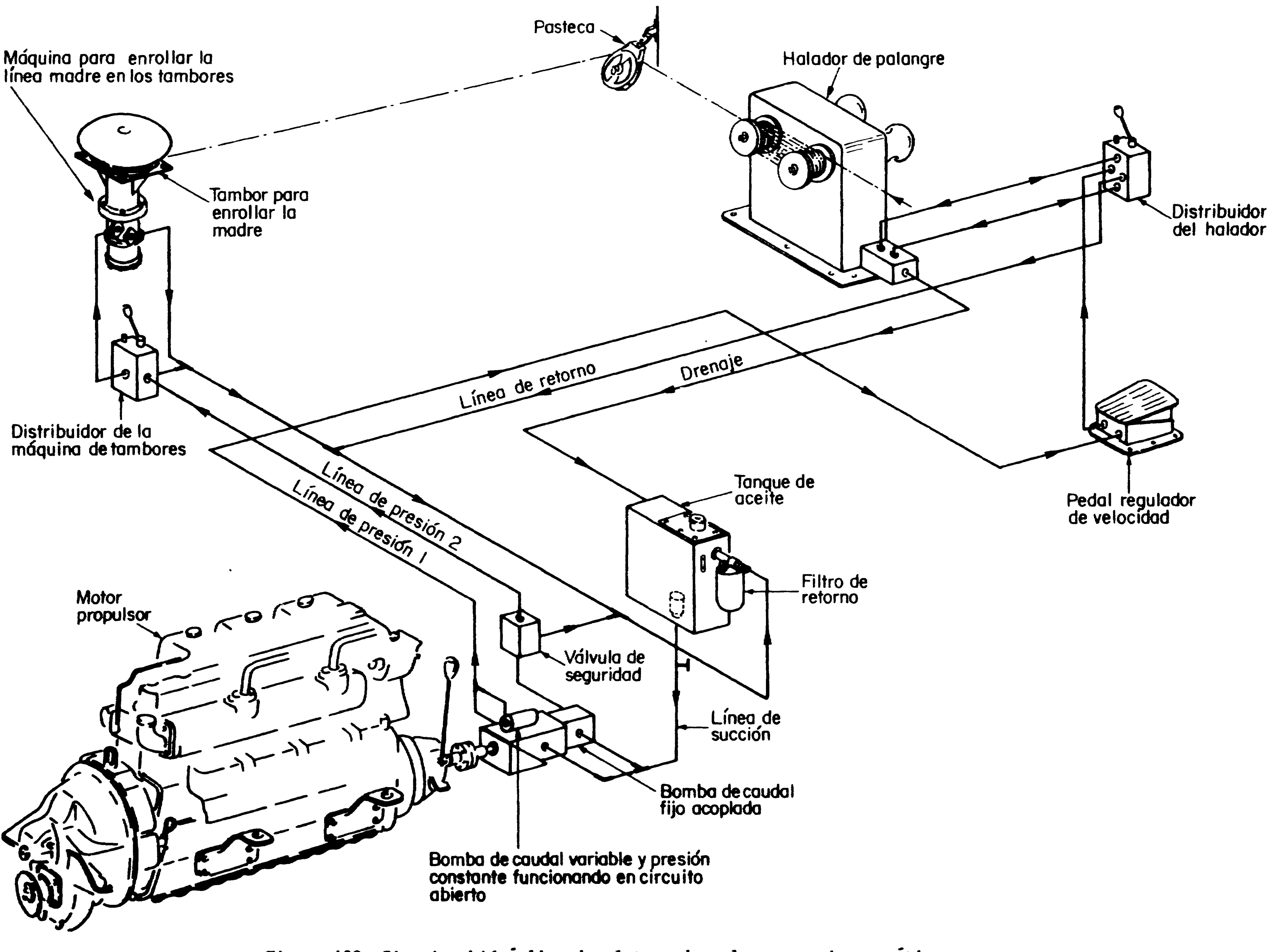



Figura 139 Circuito hidráulico de sistema de palangre semi-automático

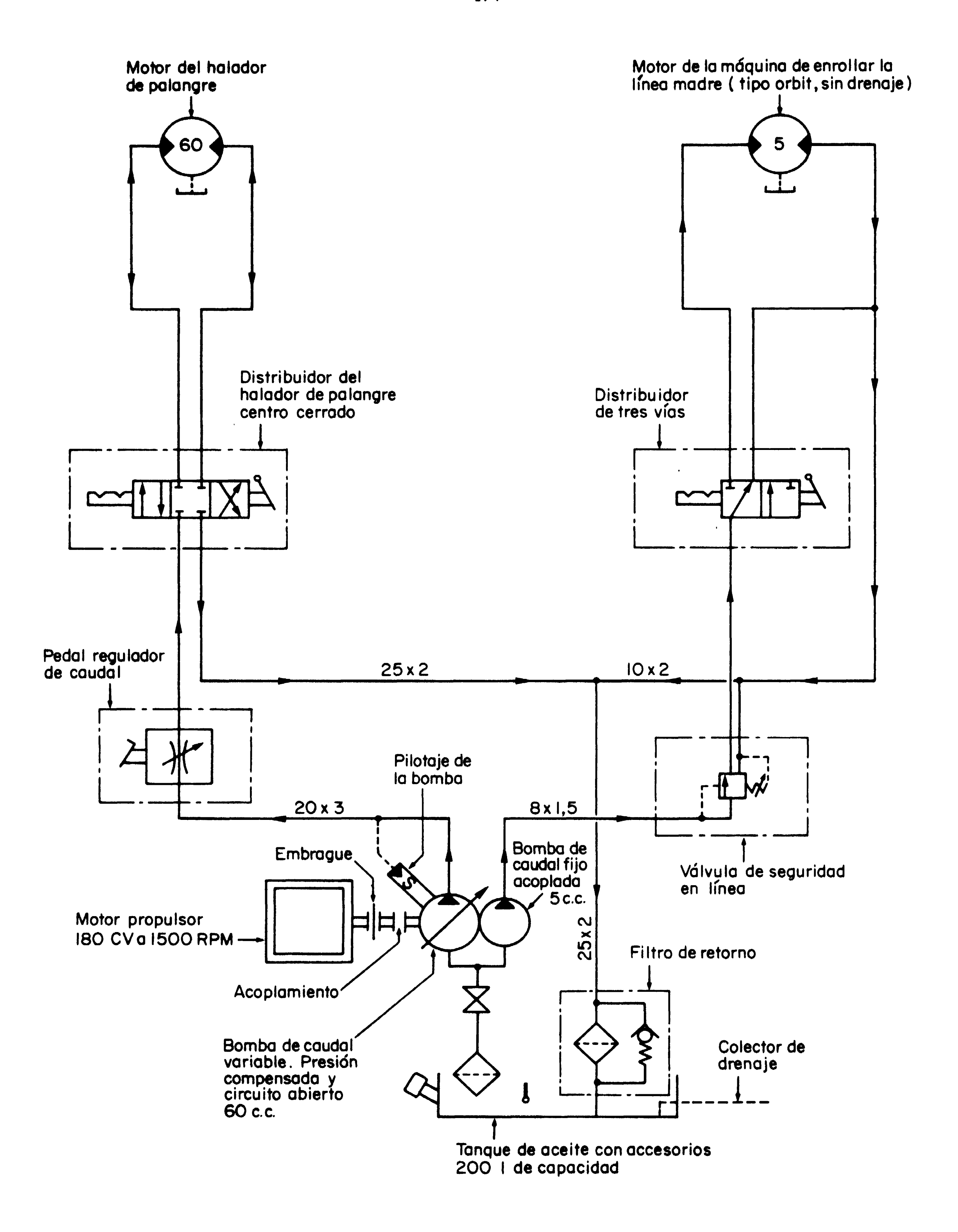



Figura 140 Esquema hidráulico de sistema de palangre semi-automático

Descripción de funcionamiento

Si el barco es pequeño será el motor propulsor el que accione las bombas hidráulicas, a través de un embrague. Si el barco es mayor, puede ser un motor auxiliar o bien un motor eléctrico, al que las mueva.

Una de las bombas es de caudal variable, preparada para trabajar en circuito abierto y provista de un servo automático que hace que la bomba no impulse aceite cuando la presión en la línea alcance el valor máximo. En el momento en que desciende la presión, la bomba impulsa sólo el aceite necesario para mantener una presión determinada en la línea. De esta manera, cuando el distribuidor del halador está en la posición central, en la que la línea de presión que viene de la bomba está interrumpida, la bomba mantiene el ángulo del plato de presión en la posición 0°, dando únicamente el caudal necesario para mantener la presión de pilotaje en la línea. En el momento en que se acciona el distribuidor, en un sentido o en otro, se abre el paso del aceite, desciende la presión de pilotaje y la bomba aumenta automáticamente el ángulo del plato de presión, hasta dar el caudal que permita el regulador de caudal intercalado en la línea que, accionado por el operador, por medio de un pedal, permite variaciones de velocidad de la máquina de acuerdo con la necesidad de cada momento de la pesca.

Por otra parte, la bomba de caudal fijo que está acoplada a la bomba de caudal variable, impulsa el aceite a través de una válvula de seguridad que está tarada a una presión tal que en el momento en que la máquina de enrollar la línea madre en los tambores trata de ir más rápida que lo que le permite el halador, descarga el aceite a la línea de retorno, parando así el motor durante el tiempo necesario, hasta que la tensión en la línea madre ceda. Cuando la tensión disminuye o desaparece, la válvula vuelve a su posición de trabajo y el motor continúa girando. Esta manera de funcionar, controlando la tensión de la línea por medio de una válvula de seguridad, da como resultado un calentamiento en el aceite. Sin embargo, en un caso como éste, en el que el caudal de la bomba fija es muy pequeño en relación con la capacidad del tanque, se puede tolerar. No obstante es necesario controlar las temperaturas del aceite con cierta asiduidad.

Los retornos de las dos máquinas se únen en un colector común y regresan al tanque a través del filtro.

32. NASAS

La disposición de un barco nasero difiere de la de un barco que pesca con red de enmallar, principalmente en que el primero utiliza un pescante giratorio o una pluma de carga, con una pasteca en su extremo, de manera que la nasa permanezca alejada del casco en el momento de ser izada a bordo. Para la operación de izar las nasas, se utiliza un halador de platos en cuña o simplemente un güinche o maquinilla de cabirones (ver Figura 141).

En este caso no aparecen ni el circuito en perspectiva, ni el esquema hidráulico, porque son similares a las Figuras 136 y 137 de la Sección 30. Sin embargo, merece capítulo aparte la disposición de cubierta empleada por los barcos naseros que pescan cangrejo real en Alaska. Su disposición es muy funcional y vale la pena dedicarle un estudio más detallado. (Ver Figuras 142, 143, 144).

Descripción de funcionamiento

Después de haber efectuado las comprobaciones necesarias (nivel de aceite, válvulas en posición central, etc.), procedemos a embragar las bombas del sistema hidráulico. El aceite de la bomba de mayor tamaño alimenta el halador de nasas a través de un distribuidor. A la salida de ese distribuidor el aceite se dirije al tanque. La bomba de tamaño menor impulsa el aceite hacia una válvula de tres vías que selecciona la línea del molinete en una de las posiciones, o la línea de la grúa en la otra.

La grúa tiene un distribuidor múltiple con cuatro cuerpos operativos:

- uno para los cilindros de giro,
- el segundo para el cilindro de elevación,
- el tercero para el movimiento del brazo,
- y el cuarto para el cabrestante.

Las líneas de los cilindros de giro están protejidas con una válvula de amortiguación doble para evitar paradas bruscas cuando la grúa gira. También está provista de una válvula de retención doble pilotada para fijar la posición de los cilindros. El cilindro de elevación sólo tiene una línea, ya que la otra no es necesaria, pues la grúa desciende por su peso cuando se conecta la cámara del cilindro con la línea de retorno, por medio del distribuidor. Esta línea tiene una válvula que permite el paso libre del aceite en el sentido de subir. En el de bajar existe un regulador de caudal que hace que el descenso sea lento y suave.

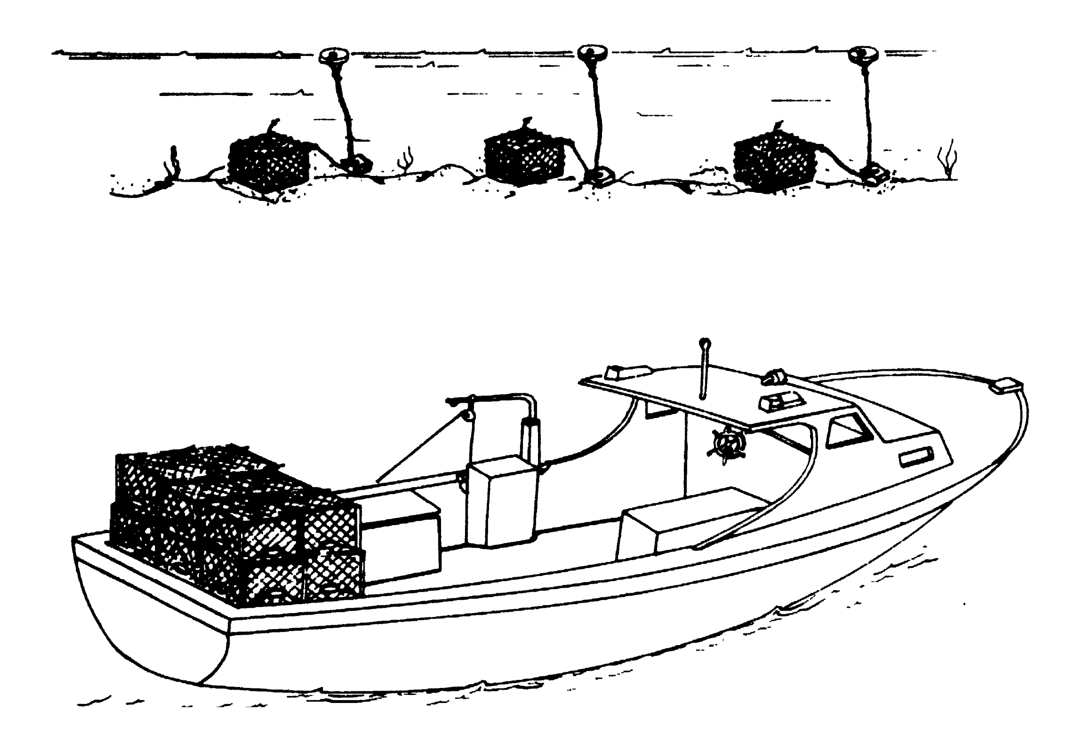


Figura 141 Pequeño nasero (Ref. 20)

Figura 142 Barco nasero de Alaska (Ref. 20)

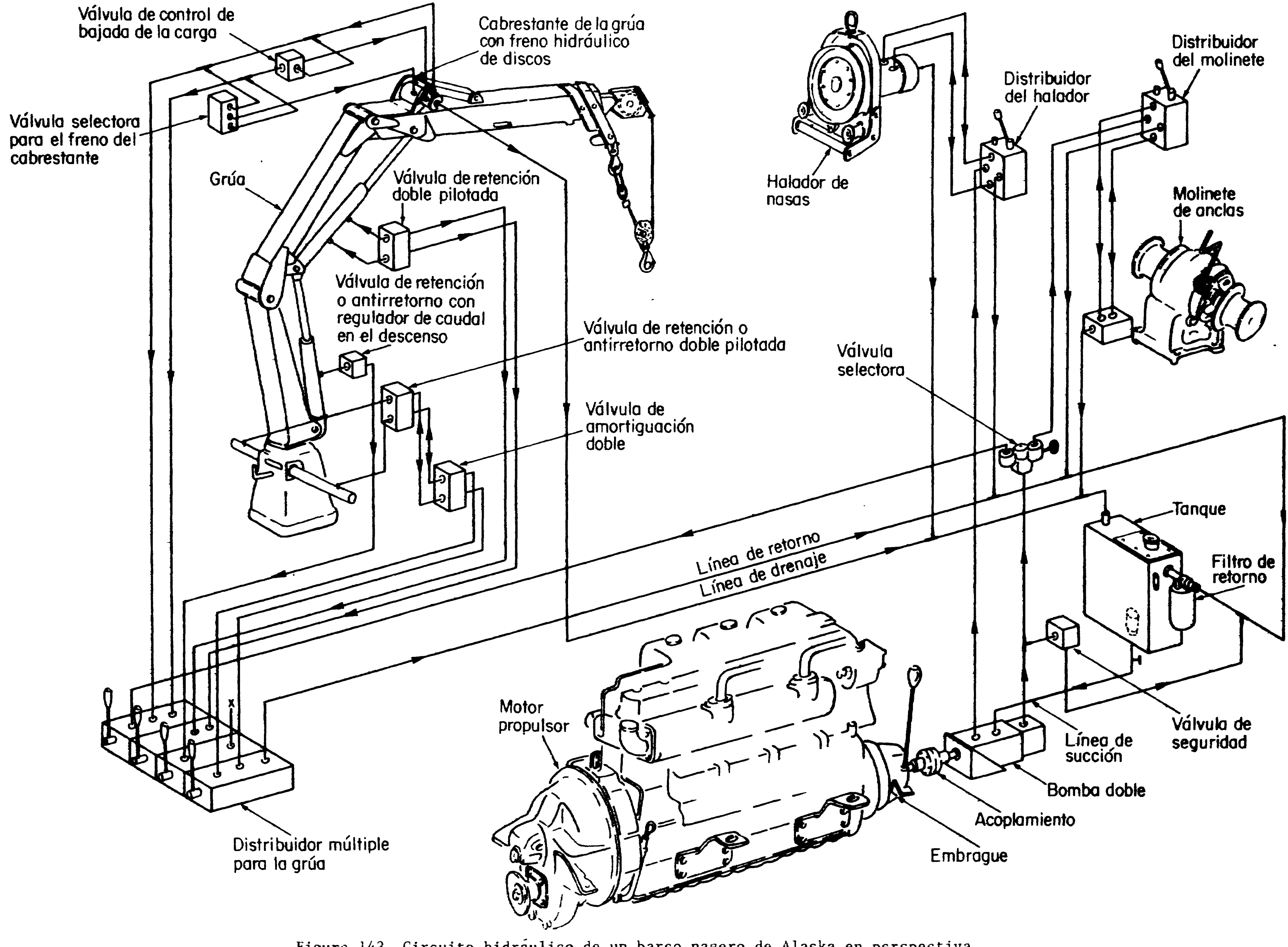



Figura 143 Circuito hidráulico de un barco nasero de Alaska en perspectiva

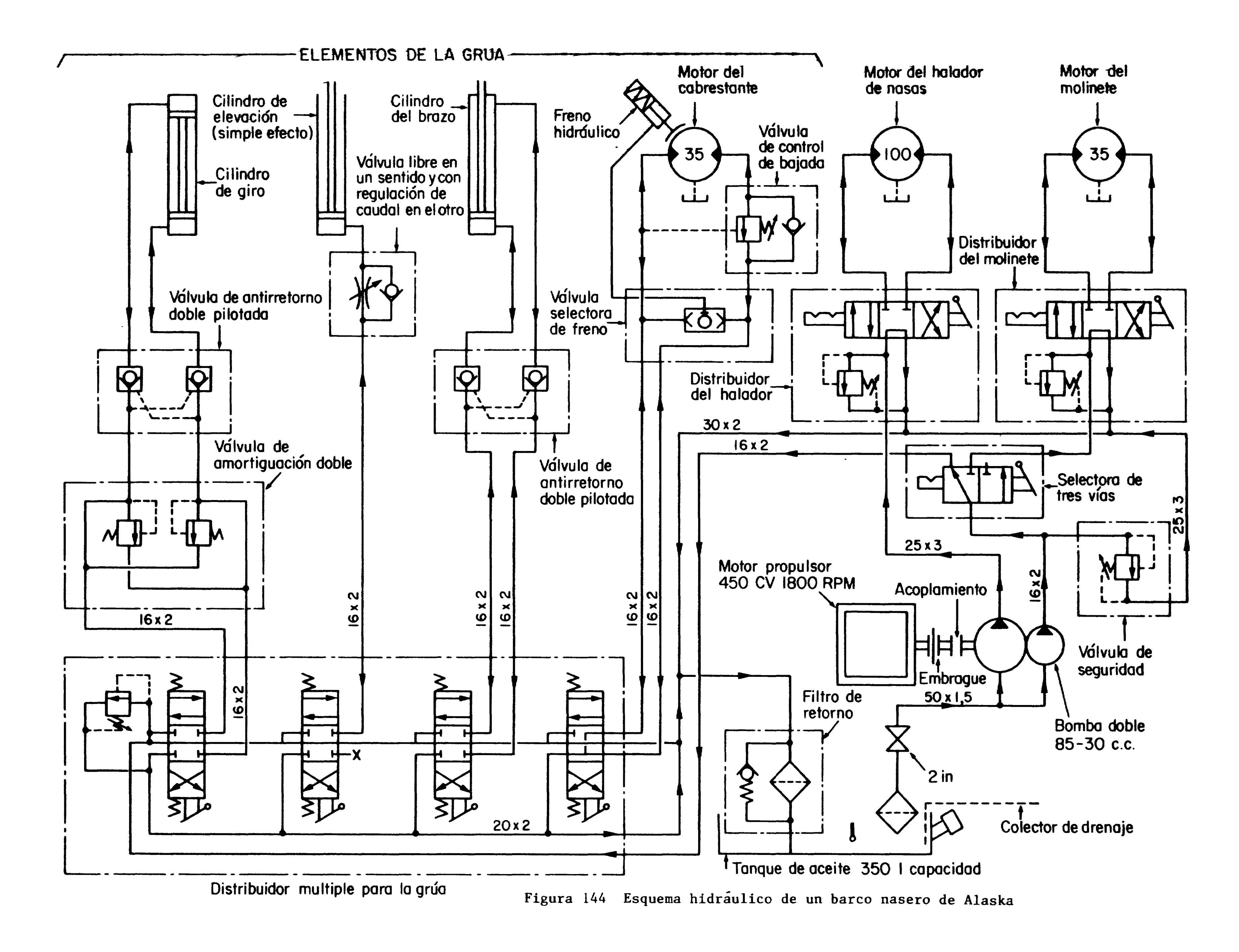



Figura 144 Esquema hidráulico de un barco nasero de Alaska

El cilindro que acciona el brazo de la grúa tiene también una válvula de retención doble pilotada para permitir fijar el brazo en cualquier posición de trabajo.

Finalmente, en las líneas del cabrestante existen dos válvulas: una de ellas hace que la presión existente en cualquiera de las dos líneas desfrene el cabrestante, al comprimir el pistón del freno contra el resorte, mientras que la línea de baja presión es aislada de la válvula por la bola interior que cierra la salida. Cuando la presión cesa, el freno es de nuevo actuado por el resorte y el aceite de la cámara sale a través de la válvula hacia el distribuidor y el retorno. La otra es la ya conocida válvula de frenado o control de descenso de carga.

En el caso de un distribuidor múltiple como el descrito todos los cuerpos están protejidos por una sóla válvula de seguridad.

Se debe prestar atención a la válvula de seguridad que está a la salida de la bomba de menor tamaño. Ha sido colocada para protejer la bomba pues la válvula selectora de tres vías puede tener un punto de cierre total en el paso de una a otra posición.

33. COMBINACIONES

Todo barco de pesca es susceptible de ser preparado para pescar con diferentes sistemas, en el momento de su diseño.

Hay algunas modalidades que se conjuntan muy bien entre ellas, como palangre con red de enmallar y nasas, por poner un ejemplo.

Hay otras cuya combinación ofrece mayores dificultades pero que son siempre salvables. Lo que hay que tener en cuenta es que no se suelen utilizar todas las modalidades en la misma marea, sino que cuando el barco regresa de una marea, es preparado y apertrechado con lo necesario para realizar otra modalidad.

Estos barcos son llamados polivalentes.

Cuando se construye un barco de este tipo téngase siempre presente que una de las modalidades será la prioritaria y las demás serán secundarias. Así será única manera de que funcionen todas y el barco sea un éxito.

Las disposiciones de cubierta que mostramos a continuación, pertenecen:

- La primera, a un barco de combinación que pesca cerco y arrastre de fondo y que también podría pescar arrastre de camarón con plumas.

  La disposición de cubierta de este barco muestra la maniobra preparada para arrastrar. Para poder cercar tendría que desmontar los pescantes de popa y las roldanas de las bordas, instalando por otro lado el halador en la pluma y el pescante de pastecas de cerco enfilado con el güinche o maquinilla de tambores. En las Figuras 146 y 147 respectivamente, se muestran el circuito y el esquema hidráulicos de la manera como aparece la disposición de cubierta en la Figura 145, para evitar confusiones.

- La segunda, a un barco pequeño de cerco que en épocas en que no puede pescar especies pelágicas, por la razón que sea, puede pescar con redes de enmallar o palangres o con nasas inclusive, utilizando la pluma del halador a proa del mastil con una pasteca en el extremo y el güinche o maquinilla de cabirones para halar la línea madre (ver Figuras 148 y 149).

Descripción de funcionamiento

Dos bombas hidráulicas dobles, accionadas simultáneamente por una caja de transmisión, alimentan el circuito.

La caja de transmisión, con relación 1:1, es accionada por la toma de fuerza delantera del motor principal, a través de un embrague de discos múltiples y de un acoplamiento elástico.

Los motores son mandados por distribuidores de posiciones sostenidas con válvula de seguridad incorporada.

Los motores del güinche principal, del de amantillo y del tambor de red tienen una válvula de frenado o de control de bajada en carca. Por tal motivo los distribuidores correspondientes son de centro abierto.

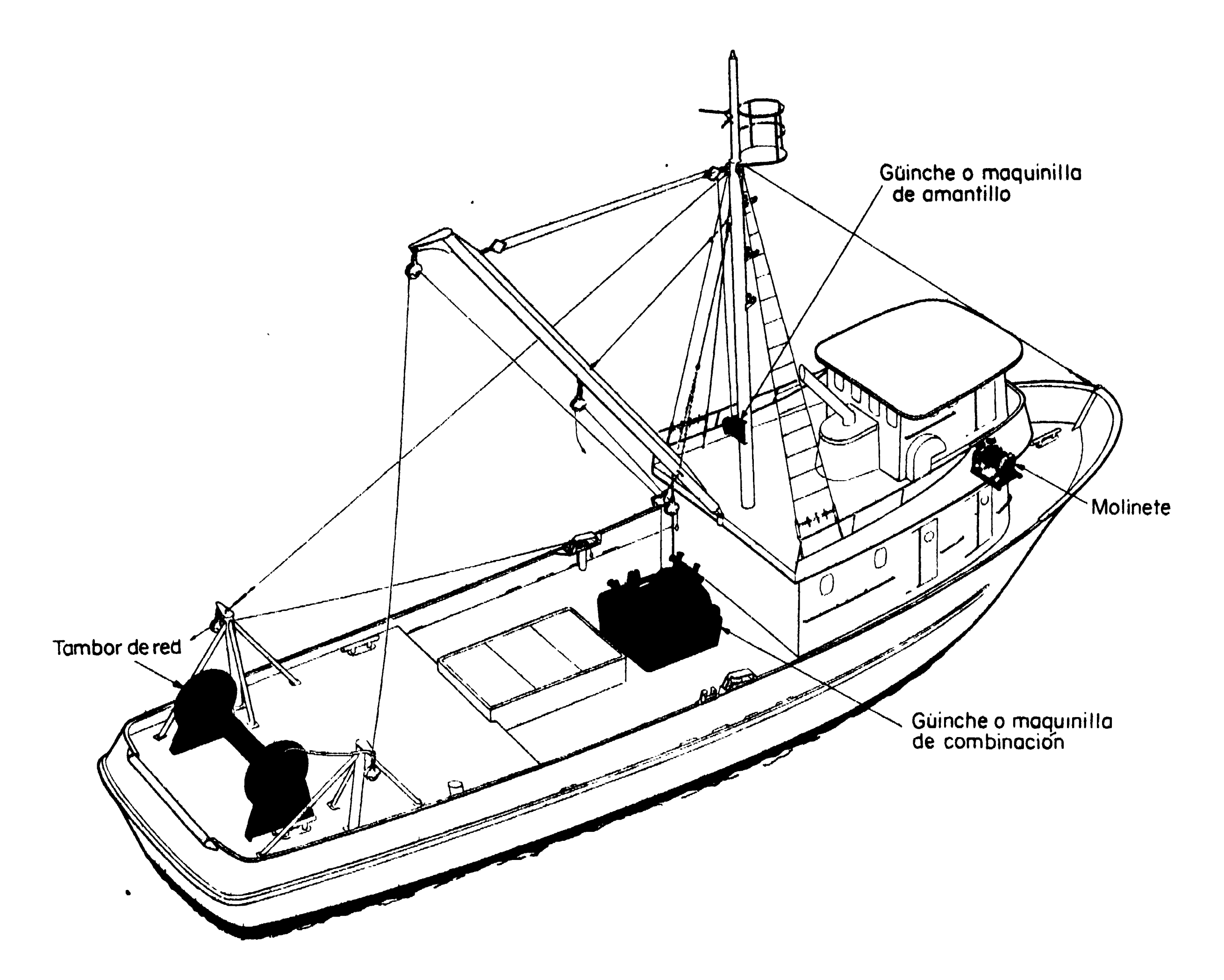



Figura 145 Barco de combinación cerco-arrastre (Ref. 16)

El amantillo tiene una carraca de bloqueo del tambor que es actuada por un cilindro con muelle para mantener la uña enclavada. En el momento en que se acciona el distribuidor, la válvula selectora introduce aceite de la línea de presión en la cámara del cilindro de la carraca, desenclava la uña, desbloqueando así el tambor. Tan pronto como el distribuidor es colocado en la posición central, la carga acciona el motor en la dirección de caída pero la válvula de frenado la retiene unas décimas de segundo hasta que la uña vuelve a la posición de enclavamiento.

El enfriador de aceite se coloca en la línea de retorno y normalmente enfría sólo una parte del caudal. Para ello se coloca en derivación en la línea de retorno, aislado por llaves de paso, que permiten el aislamiento del enfriador para proceder a su eventual reparación o limpieza.

Descripción de funcionamiento

El motor propulsor acciona un conjunto embrague-bomba doble, por medio de correas en V.

La bomba alimenta el güinche o maquinilla de cabirones con el primer cuerpo y el halador de cerco con el segundo, cuando la faena de pesca es de cerco.

Si la faena a realizar es de redes de enmalle o palangre, una válvula selectora envía el aceite del segundo cuerpo hacia el halador de redes de enmalle y palangre situado a proa.

En esta segunda faena, el aceite impulsado por el primer cuerpo de la bomba llega hasta el distribuidor de la maquinilla o güinche de cabirones y regresa al tanque. No realiza ningún trabajo por lo tanto no hay consumo de potencia. Por el mismo motivo no hay desgaste de elementos, teóricamente. En la práctica hay un pequeño consumo de potencia por el trabajo de recircular el aceite así como un leve desgaste de rodamientos que puede considerarse como despreciable para cálculos.

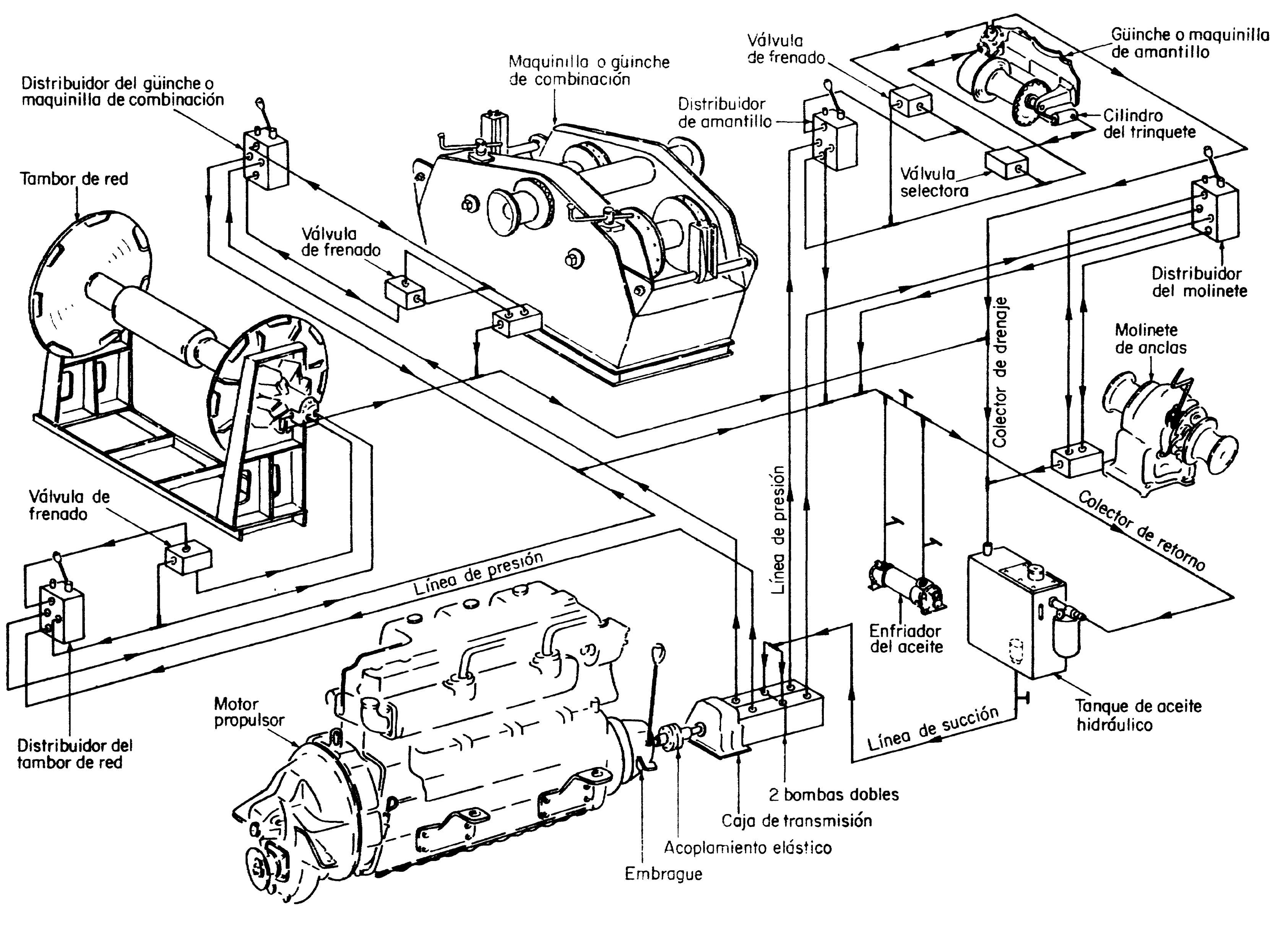



Figura 146 Circuito hidráulico de combinación cerco-arrastre

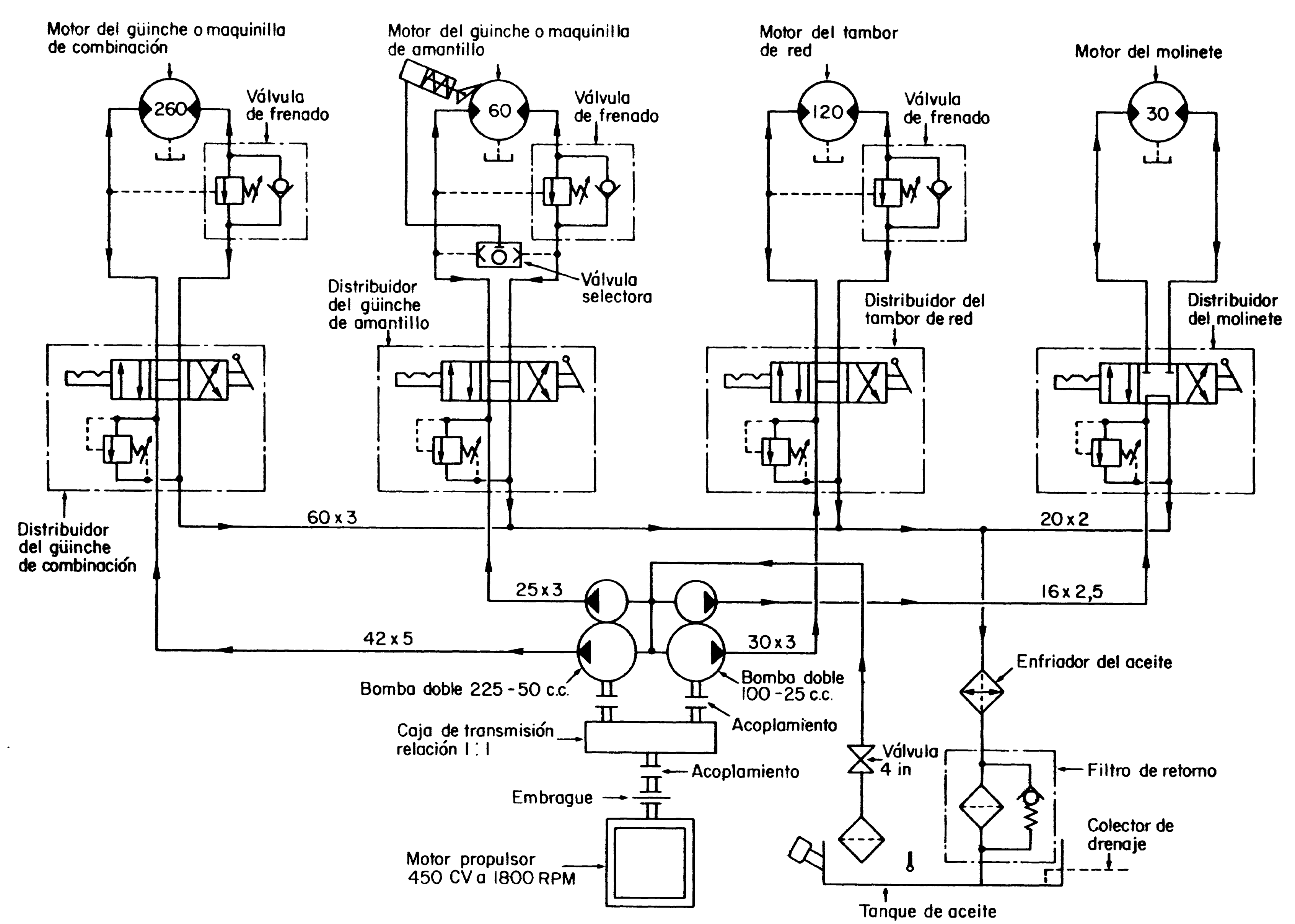



Figura 147 Esquema hidráulico de barco de combinación cerco-arrastre

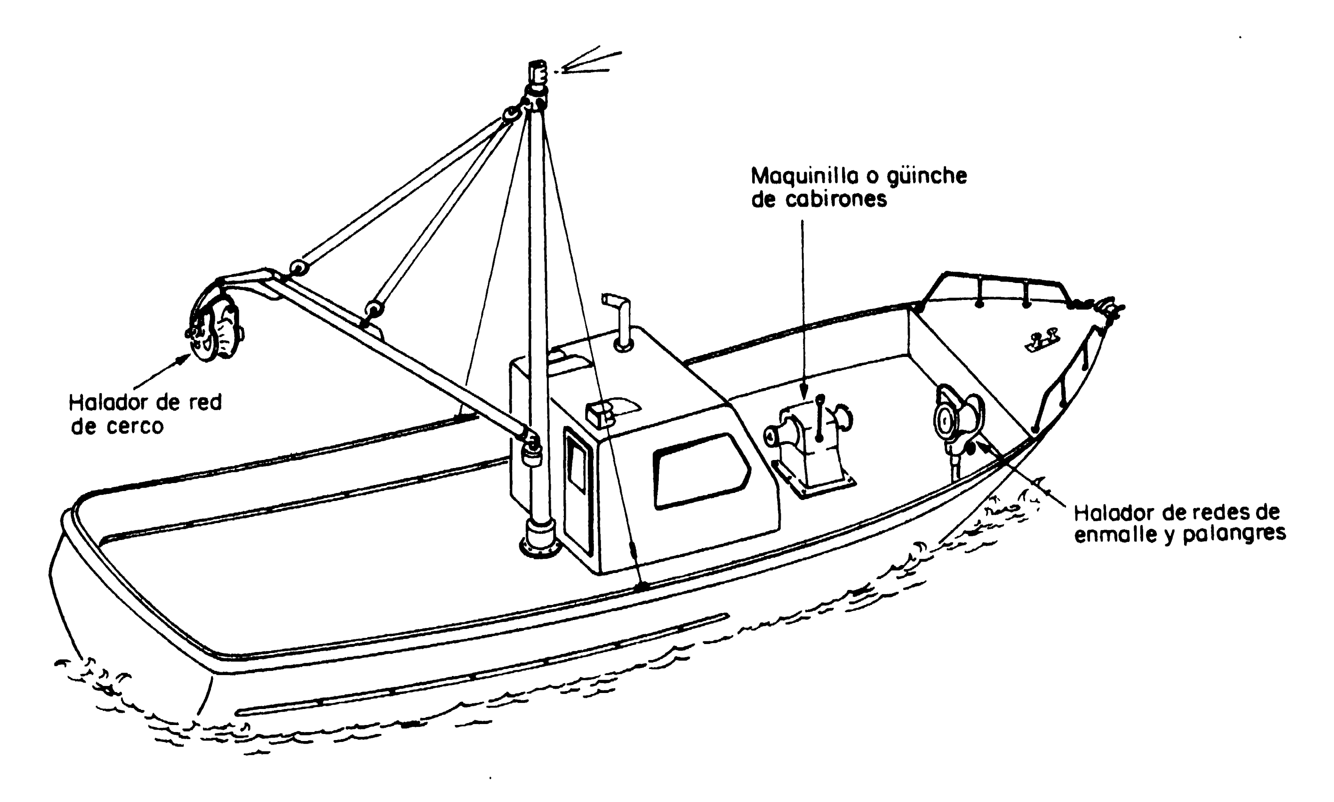



Figura 148a Barco de combinación cerco-enmalle-palangre

Un tercer método de pesca que podemos utilizar será el de nasas. Para ello basta colocar la pluma a proa del mástil con una pasteca en el extremo superior. En este caso utilizaremos el güinche de cabirones para halar la madre mientras que el segundo cuerpo de la bomba impulsará aceite que no será utilizado.

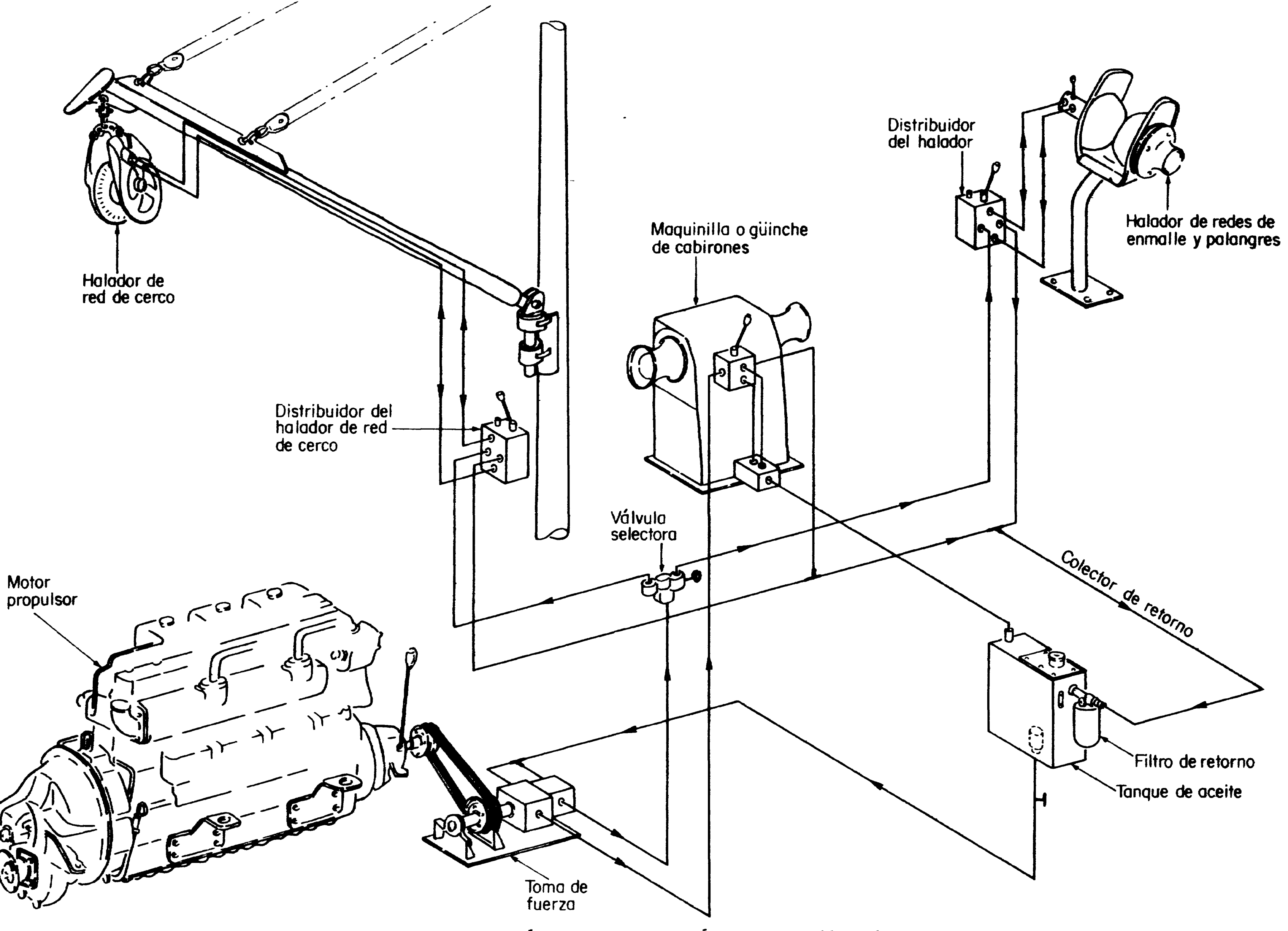



Figura 148b Circuito hidráulico de combinación cerco-enmalle-palangre-nasas

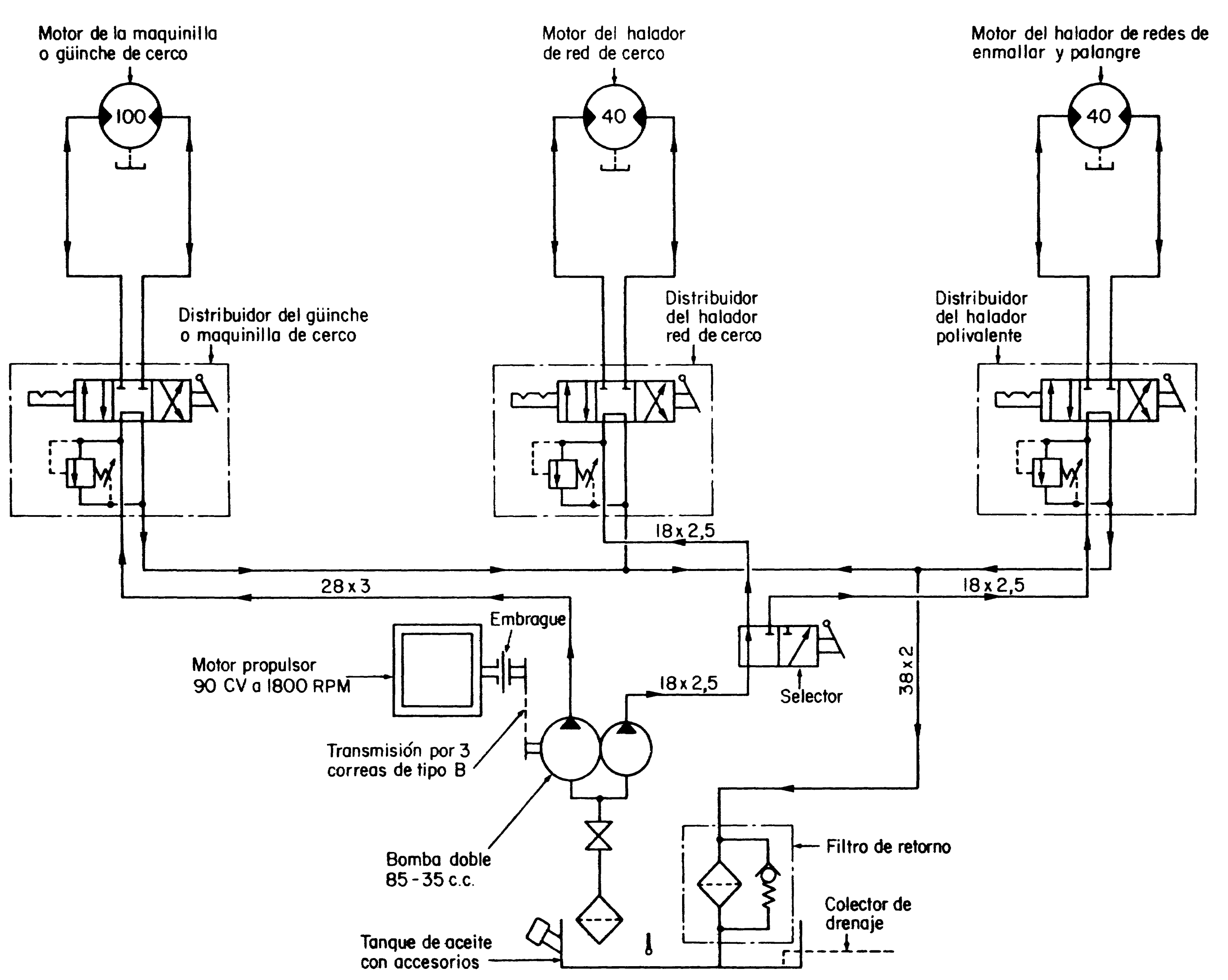



Figura 149 Esquema hidráulico para barco de combinación cerco-red de enmallar-palangre

## REFERENCIAS


1. VICKERS SYSTEMS S.A.
P.I. Zona Franca, Sector C, Calle D
08004 Barcelona
España
Tel. 93 3355200
Tlx. 52214 E

2. J.M. VOITH GMBH
Power Transmission Engineering
Sankt Pöltener Strabe 43
Postfach 1940
D-7920 Heidemheim
República Federal de Alemania
Tel. (07321) 37-0
Tlx. 71479980 VHD

3. LINDE AG, WERKSGRUPPE GULDNER ASCHAFFENBURG
P.O. Box 62, Schweinheimer Strabe 34,
D-8750 Aschaffenburg
República Federal de Alemania
Tel. (6021) 34-0
Tlx. 4-1880118 LG.D

4. DANFOSS, S.A.
San Rafael, 10
Pol. Industrial Alcobendas
Madrid
España

5. PROCEDIMIENTOS MECANICOS RAZ, S.A.
Calle Gava 24-26
08014 Barcelona
España
Tel. 93 4215911
Tlx. 97102 E

6. ROQUET
Antonio Figueras, 91
Tona, Barcelona
España
Tel. 93 8870125
Tlx. 57644 E

7. GRESEN MANUFACTURING
P.O. Box 1313, 600 Hooever Street N.E.
Minneapolis, Minnesota 55440
USA
Tel. (612) 331-8150
Tlx. 290-492

8. ELEMENTOS DE AUTOMATISMO INDUSTRIAL (ADA)
Paseo Arriola, 15
20009 San Sebastian
España
Tel. 943-217000
Tlx. 36540 E

9. LEKU - ONA, S.L.
Representante de Dunlop Limited en España
Pabellón: Balanzategui
Barrio: Urasaudi, Elgoibar, Guipuzcoa
España
Tel. 943 741543/740742

10. HIDROSPACK, S.A.
Avda. de la Coruña, 70
Vigo
España
Tel. 986 236848/295979
Tlx. 83028 E

11. LILLBACKAN KONEPAJA
P.O. Box 38
62201 Kauhava
Finlandia
Tel. 358 64 342078
Tlx. 72188 SF

12. CLIFCO ESPAÑOLA, S.A.
Rodriguez Arias, 60
48013 Bilbao
España
Tel. 94 4412250/54/58
Tlx. 32144

13. HYDRAULICS MANUAL FOR FISHERMEN , 1978
Department of Fisheries and Oceans
200 Kent Street
Ottawa, Ontario K1A OE6
Canadá

14. SHIELDS INDUSTRIES LTD
Suite 210, 195 West 2nd Ave.
Vancouver, B.C. V5Y 1B8
Canadá
Tel. (604) 873 4312
Tlx. 04 508793

15. P. BJØRSHOL MEK. VERKSTED
65.60 Langøyneset near Kristiansud
N. Noruega
Tel. 073/11700
Tlx. 55432 N

16. MARCO
2300 West Commodore Way
98199 Seattle, Washington
USA
Tel. 206/2853200
Tlx. 320098

17. SCHOTTEL-WERFT,
D-5401 Spay AM Rhein
República Federal de Alemania
Tel. (02628) 610
Tlx. 862867 D

18. INDUSTRIAS GUERRA, S.A.
Carretera de Lalin S/N
Villa de Cruces, Pontevedra
España
Tel. 986 582000

19. ROBERT BOSCH Gmbh
Geschaftsbereich KG, Hydraulik/Pneumatik
Postfach 300240
7000 Stuttgart 30
República Federal de Alemania

20. FAO, 1986. Servicio de Información, Datos y Estadísticas de Pesca, y el Servicio de Tecnología de Pesca (comps), Definición y clasificación de las embarcaciones pesqueras. FAO Doc.Téc, Pesca, (267):63 p. Publicado también en inglés y francés

21. Anon., 1982. Norwegian yard delivers three combination vessels. World.Fish., November issue: 28-9

22. Mutton, B., 1983. Aplicaciones de la ingeniería: 2. Mecanismos de halar para embarcaciones pesqueras pequeñas. FAO Doc.Téc.Pesca, (229):144 p. Publicado también en inglés y francés

23. EPIDOR S.A.
Camelias 97,
08024 Barcelona
España
Tel. 93 2149950
Tlx. 52380 E

24. MANNESMANN REXROTH Gmbh
Lohr/Main
República Federal de Alemania

25. JOHN MANLY'S, R.S.L. SHIPYARDS Ltd.
2050 East Kent Street
Vancouver, B.C. V5P 2T2
Designers Cleaver Walkingshaw Ltd.
of Vancouver

26. SPENCER CARTER
Marine and Hydraulic Equipment
Kernick Road
Penryn, Cornwall
England
TR10 9LY